BHS I B 82-1

Bayerische Berg-, Hütten- und Salzwerke Aktiengesellschaft
Bibliothek:
Gruppe: I B
B. Nr. 82

I B 2 7

Die

Fördermaschinen

der

Bergwerke.

Von

Julius Ritter von Hauer,
Professor der Berg- und Hüttenmaschinenlehre an der k. k. Bergakademie zu Leoben.

Mit einem Atlas von 30 lithographirten Tafeln.

BIBLIOTHEK
DER K. K. GENERAL
BERGW. U. SALINEN
ADMINISTR.

Leipzig,
Verlag von Arthur Felix.
1871.

Bayerische
Staatsbibliothek
München

Vorrede.

Das vorliegende Werk kann als Fortsetzung der vom Verfasser herausgegebenen Arbeit über Ventilationsmaschinen der Bergwerke betrachtet werden, verfolgt mit dieser und der früher über Hüttenwesensmaschinen veröffentlichten denselben Zweck und zeigt die gleiche Art der Behandlung des Gegenstandes. Der Zweck ist, eine Anleitung zur Berechnung und zum Entwurf der bei der bergmännischen Förderung verwendeten Apparate, und zugleich eine übersichtliche Darstellung dieses Faches nach seinem gegenwärtigen Stande zu geben. Die Behandlung erstreckt sich auf die der allgemeinen Maschinenbaukunde angehörenden Gegenstände: Elemente, Bewegungsmechanismen, Kraftmaschinen, nur so weit, als diese besondere, aus ihrer Anwendung bei Fördereinrichtungen hervorgehende Eigenthümlichkeiten zeigen; die gegebenen Regeln gestatten indessen die Bestimmung der Hauptdimensionen, und demgemäss den Entwurf einer Skizze auch für die Kraftmaschine.

Ausführlich und detaillirt sind dagegen im Texte sowol als in den Tafeln die Arbeitsmaschinen und zugehörigen Apparate, auch Fördergefässe nebst Bahnen berücksichtigt, deren Constructionsregeln, so weit es erforderlich schien, theoretisch abgeleitet und durch sorgfältig geprüfte Erfahrungsdaten ergänzt.

Da das Werk sich mit der Maschinen-Förderung befasst, wurde die kleine Gruppe der unmittelbar durch Menschenhand bewegten Fördergefässe: Hunde mit Holzbahnen, Schiebkarren, Schlitten, Kähne u. s. w. ausser Acht gelassen. Desgleichen konn-

ten die combinirten Förder- und Wasserhebmaschinen nicht füglich aufgenommen werden, weil deren Einrichtung oder mindestens ihre Berechnung von der Beschaffenheit der zur Wasserhebung dienenden Arbeitsmaschine abhängt. Wenn dagegen in einem Werke über Fördermaschinen auch die Fahrkünste erscheinen, so widerspricht dies der viel verbreiteten Ansicht, dass die Fahrkünste nicht in den Abschnitt über bergmännische Förderung, sondern über Fahrung gehören. Wer diese Ansicht theilt, wolle das Buch als ein solches über Förderung und Fahrung mittelst Maschinen ansehen; die Aufnahme eines Gegenstandes wird übrigens weniger als eine Auslassung der Rechtfertigung bedürfen.

Die Anordnung des Stoffes lässt vielleicht Manches zu wünschen übrig. Der Abschnitt über die geneigte und Horizontalförderung verursachte in dieser Beziehung einige Schwierigkeit. Während die Vertikalförderung gewöhnlich derartig erfolgt, dass mit Hilfe von Treibkörben gleichzeitig ein beladenes Gefäss aufgezogen und ein leeres niedergelassen wird, sind bei den oben genannten Förderungsarten eine ziemliche Anzahl verschiedener Methoden in Anwendung. Eine abgesonderte detaillirte Beschreibung dieser Methoden würde das Studium jeder einzelnen davon ohne Zweifel erleichtern, hätte aber so viele Widerholungen oder Berufungen auf früher Gesagtes im Gefolge, dass die nach den Haupttheilen der Anlagen statt nach der Fördermethode getroffene Eintheilung vorzuziehen schien.

Mit der Kritik der ausgeführten oder ausführbaren Anordnungen will der Verfasser die Wahl unter denselben erleichtern, nicht aber stets ein allgemein giltiges Urtheil hinstellen; ein solches lässt sich in vielen Fällen nicht geben, weil die Zweckmässigkeit einer Anlage zu sehr von lokalen Verhältnissen, dem disponiblen Raum, der Dauer der Benützung, von der Einrichtung der Werkstätten, welche die Bestandtheile anfertigen u. s. w. abhängt. Ueber einen Hauptfaktor der Beurtheilung, die grösseren oder geringeren Herstellungskosten, geben häufig nur bis zu einem gewissen Grad detaillirte Entwürfe und nach den örtlichen Preisen berechnete Voranschläge den richtigen Aufschluss.

Die Literaturangaben erstrecken sich nicht nur auf die dem Verfasser blos aus Zeitschriften und Büchern, sondern auch auf die aus eigener Wahrnehmung ihm bekannten Gegenstände, soweit darüber in den benützten Druckwerken Veröffentlichungen existiren. Die Angaben über wirkliche Ausführungen beziehen sich stets auf die der citirten Quelle beigesetzte Jahreszahl, da dem Verfasser natürlich in vielen Fällen nicht bekannt ist, ob die beschriebene Einrichtung gegenwärtig noch unverändert besteht oder nicht.

Als Längen- und Gewichtseinheit sind Meter und Kilogramm angenommen.

Die Zeichnungen wurden theils vom Verfasser selbst, theils von dessen Assistenten Gustav Ziegelheim und Emil v. Mannlicher angefertigt.

Da über die bergmännische Förderung keine auf den neueren Lehren der Maschinenkunde gegründete Abhandlung erschienen ist, und viele Theile des Gegenstandes bisher der Bearbeitung noch gänzlich ermangelten, glaubt der Verfasser durch dieses Werk einem thatsächlichen Bedürfniss, so weit es in seinen Kräften liegt, abzuhelfen.

Inhalts-Verzeichniss.

Einleitung . 1
I. Seile und Ketten . 2
Drahtseile . 3
Construktion . 3
Berechnung . 4
Seilschurz . 12
Conservirung der Seile 14
Bandseile . 16
Seile mit abnehmendem Querschnitt 17
Verbesserungen an Drahtseilen, Seile aus Stahldraht . . . 22
Hanfseile . 24
Vergleich zwischen Hanf- und Drahtseilen 27
Ketten und Bänder 30
Literatur . 32
II. Fördergefässe und deren Bahnen 34
A) Wägen auf horizontalen oder schwach geneigten Bahnen 35
Construktion der Bahn 35
Schwellen . 35
Schienen . 36
Bahnen mit Längsschwellen 39
Ganz eiserne Bahnen 40
Hängende Bahnen 40
Dimensionen der Schienen 41
Stellung der Schienen und Räder 45
Krümmungshalbmesser und Geleisweite 50
Verbindung zusammentreffender Bahnen 50
Zugkraft für die Wägen und Neigung der Bahnen 56
Grösse der Ladung und Geschwindigkeit, Leistung bei der Förderung 59
Wagenräder und Axen 62
Wagenkasten und Rahmen 66

Entleerung der Wägen, Wipper 69
Wägen und Wipper zum Stürzen nach der Seite oder nach beliebigen Richtungen 75
Bremsvorrichtungen 77
Beispiele von ausgeführten Wägen 80
B) Gefässe zur vertikalen oder stark geneigten Förderung allein 82
Tonnen 82
Säcke 87
Netze 87
Kästen 87
Skips 88
Kibbles 88
Haspelkübel 88
Wägen auf geneigten Bahnen 89
Kübel und Kästen auf hängenden Bahnen 90
Gefässe zur Förderung von Menschen 92
C. Gefässe zur combinirten Förderung 93
Wägen 94
Gestellwägen für Förderwägen 96
Gefässe ohne Räder mit Gestellwägen 99
Schalen 100
Construktion der Schalen mit einer Etage 101
Führungen 103
Convergirende Leitungen 108
Fangvorrichtungen, Grundsätze für deren Construktion . . 109
Fänger 111
Bewegungsmechanismen 118
Motoren der Fangvorrichtungen 120
Aufsetzvorrichtungen 122
Auswechseln der Wägen 124
Schachtverschluss 124
Schalen mit mehreren Etagen 125
Auswechseln der Wägen bei denselben 127
Anordnung der Schalen im Schachte 132
Literatur 134
III. Maschinen zur Vertikalförderung 138
Berechnung der Förderlast, Fördergeschwindigkeit 138
A. Dampfmaschinen 139
System der Maschine 140
Berechnung 141
Maschinen für grössere Fördertiefen 141
„ „ geringe „ 144
Maschinen, die bei der grössten Leistung mit Expansion arbeiten 146
Maschinen ohne Transmission, Zwillingsmaschinen 147
Zusammenstellung der Formeln zur Berechnung 148
Wasserverbrauch 152
Kessel 153
Details der Dampfmaschine, Transmission 155

Steuerung . 157
Umsteuerungen mit unveränderlicher Expansion 158
„ ohne Expansion 160
a) mit stellbarer Exzenterstange 160
b) „ „ Schieberstange 161
c) Schieber- und Hahn-Umsteuerungen 163
Umsteuerungen mit variabler Expansion und 1 Schieber . . 166
a) mit drehbarem Exzenter 168
b) „ verschiebbarem „ 169
c) „ Gegenlenker 170
d) Coulissensteuerungen 171
Umsteuerungen mit variabler Expansion und 2 Schiebern . 173
Ventilsteuerungen 174
Treibkörbe . 175
Berechnung 176
Construktion 179
Umlegen des Seiles, bewegliche Treibkörbe 179
Neuere Treibkorbconstruktionen 182
Ausgleichung des Seilgewichtes 183
1) Ausgleichungsketten 183
2) Ausgleichungsgewichte 184
3) Conische Körbe 186
4) Spiralkörbe 189
Berechnung der Spiralkörbe und Bandseile 189
„ „ Dampfmaschine für conische und Spiralkörbe 192
Förderung mit conischen und Spiralkörben aus verschiedenen Tiefen 194
Construktion 195
Vortheile der Bandseile und Spiralkörbe 197
Bremsen . 197
Bremskranz 198
Backenbremsen 199
Bandbremsen 200
Bewegungsmechanismen, Dampfbremsen 204
Anwendung des Gegendampfes zum Bremsen 205
Leitung des Seiles von der Maschine zum Schacht . 208
Stellung der Seilscheiben 208
Construktion der Seilscheiben 209
Unterstützung „ „ 211
Tragrollen 213
Nebenapparate 214
Signale aus der Grube 214
Indicatoren 215
Signale für das Ankommen des Fördergefässes 216
Zähler für die Zahl Aufzüge 217
Sicherung gegen zu hohes Aufsteigen des Fördergefässes . 217
„ „ beschleunigte Bewegung 219
Hemmung des zwischen Treibkorb und Seilscheibe gerissenen Seiles 219

Verhütung des Stosses beim Anhub 220
Sicherung gegen zu frühes Anheben 221
Erzielung einer regelmässigen Seilaufwindung am Treibkorb 221
Anordnung . 222
Liegende 1cylindrige Maschinen mit Transmission 225
„ „ „ ohne „ 226
„ Zwillingsmaschinen mit „ 227
„ „ ohne „ 227
Stehende 1cylindrige Maschinen 228
„ Zwillingsmaschinen 228
Vertikale Treibkorbwelle 229
Förderung ohne Seilscheiben 229
„ mit Kette ohne Ende 230
Oszillirende Maschinen 231
Lokomobilen und Dampfhaspel 231
Dampfturbinen 232
Förderung zu einem unter Tags gelegenen Punkt 232
Literatur . 233
B. Maschinen mit Wasserkraft 236
Wasserräder 236
Berechnung der Wasserradgöpel 237
Einrichtungen zur Wechseldrehung der Treibkörbe 241
Construktion des Wasserrades 241
Treibkörbe . 243
Sonstige Theile der Arbeitsmaschine 245
Anordnung . 246
Betrieb . 247
Turbinen . 248
Berechnung der Tangentialräder 250
„ „ Schwamkrugturbinen 257
Regulirung der Wassermenge 258
Vorrichtungen zur Wechseldrehung 259
Anordnung . 260
Wassersäulenmaschinen 262
Berechnung . 262
Steuerung und sonstige Bestandtheile 266
Anordnung . 270
Wassertonnenaufzüge 272
Berechnung . 273
Construktion 275
Literatur . 277
C. Maschinen mit Menschen- und Thierkraft 278
Pferdegöpel 278
Berechnung . 278
Hölzerne Göpel ohne Umsetzung 281
Eiserne „ mit „ 286
Haspel . 287
Berechnung . 287
Construktion des gewöhnlichen Haspels 289

Construktion des Vorgelegehaspels 292
Literatur . 293
IV. Maschinen zur geneigten und Horizontalförderung 293
Fördermethoden 294
Geneigte einfachwirkende Förderung 294
„ doppeltwirkende „ 294
Einfachwirkende Horizontalförderung 295
Doppeltwirkende „ 296
Förderung aus Nebenstrecken 296
„ bei stark wechselndem Gefäll 297
Berechnung . 298
Bahn und Fördergefässe 302
Leitung des Seiles 304
Geradlinige Leitung 304
Leitung in den Krümmungen 305
Doppelte Seilleitung in einem Geleise 310
Leitung an Stellen, wo kein Wagen verkehrt 311
An- und Abschlagen der Wägen 312
Befestigung der Wägen am Seil. Condukteurwägen . . . 313
Verbindung des Seiles der Nebenstrecken mit dem Hauptseil 317
Anschlageplätze, Vorgang beim An- und Abhängen der Wägen 318
Bestandtheile der Arbeitsmaschine 321
Treibkörbe . 322
Treibscheiben 323
Bremsen . 329
Transmission 330
Signalvorrichtungen 330
Anordnung der Maschine 330
Haspel . 331
Pferdegöpel 331
Maschinen mit Wasserkraft 331
Dampfmaschinen 332
Vergleich der Fördermethoden 335
Geneigte Förderung 335
Doppeltwirkende Horizontalförderung 336
Einfachwirkende „ 337
Förderung zu einem unter Tags gelegenen Punkte . 337
Aufstellung der ganzen Maschine ober Tags 338
„ „ „ „ in der Grube 338
„ „ Kessel ober Tags, der Maschine in der Grube 339
Maschinen mit Lufttransmission 340
Horizontalförderung mit Lokomotiven 356
Literatur . 359
V. Maschinen zum Abwärtsfördern 361
Fördermethoden 362
Seile und Ketten 363
Fördergefässe, Gegengewichte 364
Einrichtung der Bahn 365
Neigungswinkel und Länge der Bahn, Fördergeschwindigkeit 368

An- und Abschlagen der Fördergefässe 368
Regulirung der Aufzugshöhe 369
Sicherheitsvorrichtungen 370
Förderung in verschiedene Tiefen 371
Bestandtheile der Maschine 371
Anordnung . 374
Benützung von Gegendampf zum Bremsen 379
Verwendung der Arbeit der Schwere 380
Literatur . 382
VI. Fahrkünste . 382
Systeme der Fahrkünste 383
Einfachwirkende Fahrkünste 383
Doppeltwirkende „ 385
Combinirte „ 387
Vergleich zwischen einfach- und doppeltwirkenden Fahrkünsten unter einander und mit der Seilfahrung 388
Fahrkünste mit und ohne Rotationsbewegung 390
Berechnung . 391
Hubhöhe . 391
Mittlere Geschwindigkeit und Hubzahl, Pausen 391
Stärke der Kraftmaschine 393
Gestänge nebst zugehörigen Theilen 394
Querschnitt der Gestänge 394
Tritte . 395
Sicherheitsvorrichtungen 396
Führungen . 398
Fangvorrichtungen 398
Ausgleichungen . 399
Gestänge für geneigte Schächte 399
Construktion der Holzgestänge 400
„ „ Eisengestänge 404
Bewegungsmechanismus und Hauptausgleichung der Gestänge . 409
Fahrkünste ohne Rotationsbewegung 409
„ mit „ 411
Schwungräder für Fahrkünste mit Rotationsbewegung . . . 418
Kraftmaschine . 425
Aeltere Fahrkunstmaschine des Mariaschachtes bei Pribram 426
Fahrkunst von Hanrez 427
Fahrkunst der Grube Gewalt 429
Die neuen Pribramer Fahrkünste 429
Literatur . 432
Anhang . 433
Fördermaschinen mit dem Prinzip der Fahrkünste 433
Förderung mit Schraubenstangen 437
Pneumatische Förderung 437

Einleitung.

Die Förderung, d. h. die Fortbewegung der Produkte, welche der Bergbau liefert, und der Materialien, deren er bedarf, spielt beim Grubenbetrieb eine um so wichtigere Rolle, je kleiner der Werth der gewonnenen Produkte und je länger der Weg ist, den sie zurücklegen müssen. Die Kosten der Förderung sind oft von entscheidendem Einfluss auf die Rentabilität der Gewinnung. Das hierdurch bedingte Streben nach Vervollkommnung der Einrichtungen, sowie die Verschiedenheit der zu bewegenden Körper, der Richtungen, nach welchen der Transport erfolgen soll, der zu erzielenden Leistungen und zu Gebote stehenden Betriebskräfte erklären die grosse Mannigfaltigkeit der Apparate, welche zur Förderung verwendet werden.

Die aufwärts gerichtete, dann wegen der Nebenhindernisse auch die horizontale und die unter geringer Neigung abwärts erfolgende Bewegung erfordern einen Aufwand an Arbeit, während bei stärkerer Neigung die Niederbewegung selbstthätig stattfindet und durch einen Hemmapparat regulirt wird. Es sind daher Maschinen zur Förderung nach zwei entgegengesetzten Richtungen und zur Abwärtsförderung allein zu unterscheiden. Wenn die ersteren auch in speziellen Fällen nur zur Bewegung nach einer Richtung benützt werden, gestatten sie doch stets auch die Förderung in der umgekehrten Richtung, wodurch die obige Benennung gerechtfertigt erscheint.

Je nach der Neigung des Weges, den der geförderte Gegenstand zurücklegt, kann man Maschinen zur Förderung in vertikaler und in geneigter oder horizontaler Richtung unterscheiden.

Die Bewegung der Last erfolgt ferner ununterbrochen oder absätzig, daher man auch die continuirliche und die absätzige Förderung

unterscheiden kann; letztere ist jedoch nur bei den zur Hebung von Menschen dienenden Fahrkünsten in praktischer Anwendung.

Auf die angeführten Unterschiede gründet sich die folgende Eintheilung der Lehre von den Fördermaschinen:

I. Seile und Ketten.

II. Fördergefässe und deren Bahnen.

Diesen Bestandtheilen sind besondere Abschnitte gewidmet, weil deren Construktion von der sonstigen Einrichtung der Förderungsanlage der Hauptsache nach unabhängig ist.

III. Maschinen zur Vertikalförderung.

Die charakteristischen Merkmale der unter obigem Titel behandelten Einrichtungen sind, dass a) die Förderung continuirlich erfolgt, b) die Bewegung von Lasten nach zwei entgegengesetzten Richtungen möglich und c) die Förderbahn vertikal ist.

IV. Maschinen zur geneigten und horizontalen Förderung.

Bei diesen ist das Merkmal c), die Neigung der Bahn, abgeändert.

V. Maschinen zum Abwärtsfördern, von III. im Punkt b), endlich

VI. Fahrkünste,

von III. im Punkt a) verschieden.

Unter Tagförderung versteht man die Bewegung der Lasten ober Tags. Soweit dieselbe noch dem Bergbau angehört, unterscheiden sich deren Apparate meist nur wenig von den in der Grube angewendeten, daher es genügen wird, auf die vorkommenden Abweichungen gelegentlich aufmerksam zu machen.

I. Seile und Ketten.

Die zu bewegende Last *f*, Fig. 1, wird an ein Seil oder einen anderen biegsamen Körper *s* gehängt, der sich auf eine in Umdrehung versetzte Trommel *r* (Treibkorb) aufwindet, oder über eine Scheibe nach s_1 weiterläuft.

Man benützt Seile aus Hanf oder Aloë, aus Eisen- oder Stahldraht; dieselben erhalten einen annähernd runden oder rechteckigen Querschnitt, wonach Rund- und Band- oder Flachseile zu unterscheiden sind. Bei der Aufwicklung auf die Trommel legen sich die Windungen der ersteren neben, die der letzteren über einander. Nebstdem werden Ketten und Bänder aus Eisen verwendet.

Die Anschaffung und Erhaltung der Seile nimmt einen erheblichen Theil der gesammten Förderkosten in Anspruch. Durch einen

Seilbruch können die Betriebseinrichtungen bedeutenden Schaden erleiden und Menschenleben gefährdet werden. Es ist daher bei der Anfertigung die grösste Sorgfalt und beim Gebrauche eine fortwährende Ueberwachung nothwendig.

Drahtseile.*)

Construktion. Die Seile entstehen aus den Drähten durch Zusammenflechten. Gewöhnlich sind je 4 bis 6 Drähte zu einer Litze, 3 bis 6 Litzen zum Seil, oder mehrere derart gebildete Seile, die dann Stränge heissen, zum fertigen Seil zusammengewunden. Der Querschnitt des letzteren soll sich dem kreisförmigen, die Form der cylindrischen möglichst nähern, damit sich die Windungen an der Trommel mit der geringsten gegenseitigen Reibung und Abnützung auf- und abwickeln; daher ist eine grössere Zahl von Drähten in den Litzen und von letzteren im Seil vortheilhaft. In der That werden diese Zahlen häufig gleich 6 genommen und durch verschiedene Drahtstärken die nothwendige Tragfähigkeit erzielt.

Mehr als 4 Drähte oder Litzen legen sich nicht mehr regelmässig zusammen, weshalb eine Einlage, die Seele, aus Hanf oder Werg eingeflochten wird, um die Höhlung im Innern der Litzen sowol als des Seiles auszufüllen. Da eine dünne Hanfseele beim Einflechten oft zerreisst, wendet man hie und da einen Draht als Seele für die Litzen an. Dies ist jedoch nicht zweckmässig, weil das Gewicht des Seiles dadurch zunimmt, ohne dass dessen Tragfähigkeit wächst; denn ein solcher Draht wird wegen seiner geringeren Krümmung durch die Belastung mehr gedehnt als die äusseren und reisst, oder es ist wenigstens auf seine Tragkraft nicht zu bauen.

Um das Bestreben des Seiles zur Drehung um seine Axe zu vermindern, werden die Litzen im Seil entgegengesetzt zu den Drähten in den Litzen gewunden. Das Zusammenflechten überhaupt hat die Erhöhung der Sicherheit zum Zweck. Bei parallel gelegten Drähten wird durch Reissen derselben das Seil auf seine ganze Länge, bei geflochtenen nur auf eine geringe Erstreckung geschwächt, und die Tragkraft wenig herabgesetzt, weil selten mehrere Drähte an derselben Stelle reissen. Bei einer Krümmung des Seiles

*) Die Drahtseile wurden am Harz vom Oberbergrath Albert eingeführt und verbreiteten sich seit dem Jahre 1835 nach den übrigen Ländern Auch wurde deren Erfindung vom Genannten ohne Zweifel selbstständig gemacht, wenn gleich Combes im Handbuch der Bergbaukunst, deutsch v. Hartmann, 2. Bd. S. 257 angibt, er habe schon 1822 in einer Steinkohlengrube zu Rive de Gier ein Drahtseil in Verwendung gesehen.

würden ferner die an der convexen Seite liegenden von den parallelen Drähten mehr gespannt sein, während die geflochtenen ganz congruente Biegungen erhalten und daher auf die gleiche Art in Anspruch genommen sind.

Je stärker die Drehung, d. h. je kleiner das Verhältniss zwischen Länge und Durchmesser einer Windung ist, desto mehr wird, wie unten gezeigt, das Seil durch eine gegebene Belastung in Anspruch genommen, desto mehr nähert sich aber auch seine Form der für die Aufwicklung an der Trommel günstigsten cylindrischen; aus diesem Grunde erhalten die gegenwärtig benützten Seile eine bedeutend stärkere Drehung als die älteren.

Die Drähte eines fertigen Seiles dürften sich nahe oder ganz im normalen, d. h. ungespannten Zustand befinden. Dies scheint von der Anfertigung, namentlich daher zu rühren, dass die Biegung, welche die Drähte beim Zusammenflechten erleiden, stark genug ist, um jedenfalls schon eine bleibende Formänderung hervorzurufen. Das Bestreben des Seiles zum Aufwinden entspringt vorzüglich nur aus dem Gewichte desselben und der angehängten Last.

Berechnung. Seien α_1 der Winkel, den die Tangente der Drahtaxe mit der Richtung der Litzenaxe einschliesst, d_1 der Durchmesser der Cylinderfläche, in welcher die Axen der Drähte einer Litze liegen, so ergibt sich die parallel zur Litzenaxe gemessene Länge l_1 einer Drahtwindung

$$l_1 = d_1 \pi \cot \alpha_1.$$

Der Winkel α_1 wird statt wie früher gleich 5 bis 7^0, gegenwärtig gleich 16 bis 18^0 genommen. Die Grösse d_1 ergibt sich aus dem Querschnitte der Litze. Für eine 6drähtige Litze z. B. wird, wenn δ den Drahtdurchmesser bedeutet, die Seite des Sechseckes Fig. 2, welches die Drahtmittel verbindet, gleich δ, daher

$$d_1 = 2\delta$$

und für $\alpha_1 = 17^0$

$$l_1 = 20{\cdot}5\ \delta.$$

Ist ferner α_2 der Winkel, welchen die Tangente der Litzenaxe mit der Seilaxe einschliesst und d_2 der Durchmesser des Cylinders, in welchem die Litzenaxen liegen, so folgt die Länge l_2 einer Litzenwindung

$$l_2 = d_2 \pi \cot \alpha_2.$$

Der Durchmesser d_2 ergibt sich wieder aus dem Querschnitt des Seiles; bei einem 36drähtigen Seil, Fig. 2, befinden sich die Mittelpunkte der innersten Drähte in einem regulären Zwölfeck, es ist daher

$$d_2 = 2\left(\overline{ao} + \overline{ac}\right) = 2\left(\frac{\delta}{2} tang\, 75^0 + \frac{\delta}{2} tang\, 60^0\right) = 5{\cdot}46\ \delta.$$

Die Steigung der Draht- und Litzenwindungen ist meistens nahe gleich; setzt man also $\alpha_2 = \alpha_1 = 17^0$, so wird für das 36drähtige Seil

$$l_2 = 10{\cdot}28\ d_2 = 56{\cdot}0\ \delta = 2{\cdot}73\ l_1.$$

Die wahren Längen L_1 und L_2 einer Draht- und einer Litzenwindung, welche behufs der Anfertigung des Seiles bekannt sein müssen, ergeben sich

$$L_1 = \frac{l_1}{cos\,\alpha_1},\quad L_2 = \frac{l_2}{cos\,\alpha_2}.$$

Es ist mithin die wahre Länge der Litzen, die zu einem Seil von gegebener Länge L erfordert werden, gleich

$$L\frac{L_2}{l_2} = \frac{L}{cos\,\alpha_2},$$

und die erforderliche Drahtlänge gleich

$$\frac{L}{cos\,\alpha_2}\cdot\frac{L_1}{l_1} = \frac{L}{cos\,\alpha_1\ cos\,\alpha_2}.$$

Für $\alpha_1 = \alpha_2 = 17^0$ wird die wahre Litzenlänge $1{\cdot}046\ L$ und die wahre Drahtlänge $1{\cdot}094\ L$. In der Praxis ist es indessen zweckmässiger, sich bezüglich dieser Grössen an die bei der Fabrikation selbst gesammelten Erfahrungen zu halten.

Der grösste Durchmesser d des Seiles, welcher zur Berechnung der Treibkörbe bekannt sein muss, ergibt sich wieder aus der Zeichnung des Querschnittes. So wird für das 36drähtige Seil nach Fig. 2 sehr nahe

$$d = 2\left(\overline{ao} + \overline{an} + \frac{\delta}{2}\right) =$$

$$= 2\left(\frac{\delta}{2}\ tang\ 75^0 + 2\frac{\delta}{2}\ tang\ 60^0 + \frac{\delta}{2}\right) = 8{\cdot}2\ \delta,$$

welcher Werth jedoch nur bei starker Spannung der Drähte während der Anfertigung der Wirklichkeit entspricht, sonst aber bis $9\,\delta$ und darüber steigt. Auch hier gewährt die Messung an vorliegenden Seilproben den sichersten Aufschluss. Für ein 216drähtiges Seil wäre nahe

$$d = 24\ \delta.$$

Ržiha*) gibt zur annähernden Berechnung des Seildurchmessers d aus der Zahl n und dem Durchmesser δ der Drähte die Formel

$$(1)\ \ldots\ldots\ d = 1{\cdot}5\ \delta\ \sqrt{n},$$

welche von der Wirklichkeit nur wenig abweichende Resultate liefert.

*) „Tunnelbaukunst", 2. Liefg. S. 366.

Da zu einer Längeneinheit Seil eine Drahtlänge $\frac{1}{\cos\alpha_1 \cos\alpha_2}$ erfordert wird, so ergibt sich, wenn das Gewicht eines Kubikmeters Draht gleich 7700 Kil. und δ in Centimetern gesetzt wird, das Gewicht k von 1 Meter Seillänge

$$k = 0{\cdot}77\, n \frac{\delta^2 \pi}{4} \frac{1}{\cos\alpha_1 \cos\alpha_2}.$$

Wegen der Hanfseele und der Theerung ist dieser Werth um 7% zu vergrössern, daher

$$k = \frac{0{\cdot}6454}{\cos\alpha_1 \cos\alpha_2}\, n\,\delta^2$$

wird. Für Seile, die aus Strängen und Litzen bestehen, also 3fache Drehung zeigen, ist der Werth von k noch durch $\cos\alpha_3$ zu dividiren, wobei α_3 den Winkel der Axe der Stränge gegen die Seilaxe bedeutet. Man kann daher allgemein setzen

$$(2) \quad . \; . \quad \begin{cases} k = b\,n\,\delta^2, \text{ worin} \\ \text{für Seile mit 2f. Drehung } b = \dfrac{0{\cdot}6454}{\cos\alpha_1 \cos\alpha_2} \\ \text{„ „ „ 3f. „ } b = \dfrac{0{\cdot}6454}{\cos\alpha_1 \cos\alpha_2 \cos\alpha_3}. \end{cases}$$

Was die Länge der Förderseile betrifft, so hängt diese von dem Wege ab, den die Last zurücklegen soll. Wenn das Seil sich auf einen Korb aufwindet, ist zu beachten, dass stets 2 bis 5 Windungen am letzteren bleiben sollen, damit das Seil durch die Reibung gegen das Abgleiten gesichert, und keine umständliche Befestigung nothwendig ist. Nebstdem werden einige Windungen zugegeben, um das nächst dem Fördergefäss befindliche Seilende, welches meistens zuerst schadhaft wird, abhauen und das Seil dann noch weiter verwenden zu können.

Die Stärke des Seiles hingegen ist Gegenstand der Rechnung. Es sei P Fig. 3 der Zug, welchen der am meisten beanspruchte Querschnitt des Seiles auszuhalten hat. Ist AB die Richtung der Litzenaxe, welche mit der Seilaxe AF den Winkel α_2 einschliesst, so zerlegt sich P in die Componenten AC und AB, von welchen AC auf Drehung des Seiles wirkt, und

$$AB = \frac{P}{\cos\alpha_2}$$

die Litze beansprucht. Ist ferner AD die Richtung der Drähte, welche wieder mit der Litzenaxe AB den Winkel α_1 einschliesst, so zerlegt sich AB in AE und AD; AE sucht die Litze aufzudrehen, und

$$AD = \frac{AB}{\cos\alpha_1} = \frac{P}{\cos\alpha_1 \cos\alpha_2}$$

ist der in der Richtung der Drahtaxen ausgeübte Zug. Sind mithin $\mathfrak{A}$ die Belastung pr. Flächeneinheit des Querschnittes, n und δ Zahl und Durchmesser der Drähte, so wird

$$\mathfrak{A} n \delta^2 \frac{\pi}{4} = \frac{P}{\cos\alpha_1 \cos\alpha_2},$$

$$\frac{\pi}{4} \cos\alpha_1 \cos\alpha_2 \mathfrak{A} n \delta^2 = P.$$

Für Seile mit 3facher Drehung ist links noch der Faktor $\cos\alpha_3$ beizufügen; man kann daher allgemein schreiben:

(3) $a\mathfrak{A} n \delta^2 = P$, worin

(4) . $\begin{cases} \text{für Seile mit 2f. Drehung } & a = \frac{\pi}{4} \cos\alpha_1 \cos\alpha_2 \\ \text{,, ,, ,, 3f. ,, } & a = \frac{\pi}{4} \cos\alpha_1 \cos\alpha_2 \cos\alpha_3. \end{cases}$

Der Allgemeinheit wegen ist anzunehmen, die Förderung erfolge in einer Richtung AB Fig. 4, welche den Winkel β mit der Horizontalen einschliesst. Nun ist P die Summe aus dem relativen Seilgewicht G_1 und den sonstigen das Seil spannenden Kräften Q; das erstere Gewicht wird aber, unter L die Länge des den obersten Querschnitt belastenden Seiles verstanden,

$$G_1 = k L \sin\beta,$$

und da $L \sin\beta$ gleich dem Vertikalabstand H zwischen dem oberen und unteren Seilende ist, folgt mit Rücksicht auf (2) und (3)

$$G_1 = b n \delta^2 H$$

$$P = Q + G_1 = Q + b n \delta^2 H = a \mathfrak{A} n \delta^2$$

(5) $n\delta^2 = \frac{Q}{a\mathfrak{A} - bH}.$

Nun kommt noch ein Umstand zu berücksichtigen, der von wesentlichem Einfluss auf die Sicherheit und Dauer der Förderseile ist: die **Biegung**, welche dieselben beim Auflegen auf die Trommel oder Scheibe erfahren. Da die Drähte schraubenförmig gewunden sind und abwechselnd an der convexen und concaven Seite des Seiles laufen, bleibt bei der Biegung die Axenlänge der Drähte ungeändert und tritt in deren Fasern dieselbe Ausdehnung und Zusammendrückung ein, als ob sie nach Fig. 5 einfach über die Scheibe t gebogen wären. Bezeichnen D den Durchmesser der letzteren, δ wie oben den Drahtdurchmesser, φ den Bogen, welchen das Seil an der

Scheibe umfasst, so ist, vom Unterschied der Seil- und Drahtlänge vorläufig abgesehen, $\frac{1}{2}(D+\delta)\varphi$ die Länge der Drahtaxe vor und nach der Biegung. Die Länge der äussersten Faser ist vor der Biegung ebenso gross, nach derselben $\frac{1}{2}(D+2\delta)\varphi$, daher die Verlängerung durch Biegung

$$\tfrac{1}{2}(D+2\delta)\varphi - \tfrac{1}{2}(D+\delta)\varphi = \tfrac{1}{2}\delta\varphi.$$

Das Verhältniss dieser Zunahme zur ursprünglichen Länge ist daher

$$\frac{\frac{1}{2}\delta\varphi}{\frac{1}{2}(D+\delta)\varphi}$$

oder annähernd gleich $\frac{\delta}{D}$.

Die im gebogenen Seilstück enthaltenen Drähte haben jedoch nach dem Vorigen eine grössere Länge als $\frac{1}{2}D\varphi$, und zwar

$$\frac{\frac{1}{2}D\varphi}{\cos\alpha_1 \cos\alpha_2} \quad \text{oder} \quad \frac{\frac{1}{2}D\varphi}{\cos\alpha_1 \cos\alpha_2 \cos\alpha_3},$$

jenachdem das Seil zwei- oder dreifache Drehung besitzt, also mit Rücksicht auf (4) allgemein die Länge

$$\frac{\pi}{4a} \cdot \tfrac{1}{2}D\varphi,$$

welche in der obigen Rechnung statt $\frac{1}{2}D\varphi$ einzuführen ist. Dadurch ergibt sich die verhältnissmässige Ausdehnung richtiger gleich

$$\frac{4a}{\pi}\frac{\delta}{D}.$$

Bekanntlich ist nun die Spannung pr. Flächeneinheit das Produkt aus der verhältnissmässigen Ausdehnung und dem Elastizitätsmodul ε; ist also s die von der Biegung herrührende Spannung der äussersten Drahtfaser, so hat man

$$s = \frac{4a\varepsilon}{\pi}\frac{\delta}{D}.$$

Da ferner die von der Belastung herrührende Spannung pr. Flächeneinheit mit $\mathfrak{A}$ bezeichnet wurde, so ergibt sich die Gesammtspannung der äussersten Drahtfaser

$$(6) \quad \ldots\ldots \quad S = s + \mathfrak{A} = \frac{4a\varepsilon}{\pi}\frac{\delta}{D} + \mathfrak{A}$$

und hieraus folgt der Durchmesser D, welchen die Trommel mindestens erhalten soll

$$(7) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad D = \frac{4a\varepsilon\delta}{\pi(S-\mathfrak{A})}.$$

Wählt man die Zahl Drähte n und die grösste Gesammtspannung S, so können δ und D aus (5) und (7) berechnet werden. Dabei ist $\mathfrak{A}$ innerhalb gewisser Grenzen willkürlich, daher die Aufstellung noch einer Bedingung zulässig. Da D leicht einen unpraktisch grossen Werth erhält, kann man festsetzen, dass für $\mathfrak{A}$ derjenige Werth anzunehmen sei, welcher D zum Minimum macht. Führt man in (7 den aus (5) folgenden Werth von δ ein, so ergibt sich

$$D = \frac{4\,a\,\varepsilon}{\pi(S-\mathfrak{A})} \sqrt{\frac{Q}{n(a\mathfrak{A}-bH)}}.$$

Es wird also D für jenen Werth von $\mathfrak{A}$ am kleinsten, der die Grösse

$$(S-\mathfrak{A})\sqrt{a\mathfrak{A}-bH}$$

zum Maximum macht. Setzt man den ersten Differentialquotienten dieser Grösse nach $\mathfrak{A}$ gleich Null, so wird

$$\frac{(S-\mathfrak{A})\,a}{2\sqrt{a\,\mathfrak{A}-b\,H}} - \sqrt{a\mathfrak{A}-bH} = 0,$$

$$a\,S - 3\,a\mathfrak{A} + 2\,bH = 0$$

(8) $$\mathfrak{A} = \frac{S}{3} + \frac{2b}{3a}\,H.$$

Die Spannung S sollte nicht grösser als der Elastizitätsgrenze entsprechend angenommen werden, sonst erleiden die Drahtfasern beim Auf- und Abwickeln wiederholt eine bleibende Ausdehnung und darauf folgende Zusammendrückung, welche der Dauer des Seiles nachtheilig ist. Man kann daher für Eisendraht S = 2800 Kil. pr. Quadratcentimeter setzen. Der Elastizitätsmodul ε wird nach Versuchen meist über 2 Mill. Kilogramme angegeben. Man erhält jedoch im vorliegenden Fall hinreichend sichere Resultate, wenn man ε = 1,800000 Kil. setzt. Mit diesen Werthen ergeben sich aus (2), (4), (8), (5) und (7) die nachstehenden Formeln zur Berechnung:

	Allgemein:	Für $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_3 = 17^0$:
bei 2facher Drehung	$b = \frac{0{\cdot}6454}{\cos\alpha_1\,\cos\alpha_2}$	0·706
„ „ „	$a = \frac{\pi}{4}\,\cos\alpha_1\,\cos\alpha_2$	0·718
bei 3facher Drehung	$b = \frac{0{\cdot}6454}{\cos\alpha_1\,\cos\alpha_2\,\cos\alpha_3}$	0·738
„ „ „	$a = \frac{\pi}{4}\,\cos\alpha_1\,\cos\alpha_2\,\cos\alpha_3$	0·687

$$\mathfrak{A} = 933 + \frac{2b}{3a}\,H$$

$$n\delta^2 = \frac{Q}{a\mathfrak{A} - bH}$$

$$D = \frac{2{,}300000\,a}{2800 - \mathfrak{A}}\,\delta$$

$$k = bn\delta^2.$$

In diesen Formeln sind H Met. die vertikal gemessene Förderhöhe, k das Seilgewicht pr. 1 Meter Länge in Kilogrammen; für die anderen Grössen sind Centimeter und Kilogramm die Einheiten und es bedeuten δ den Draht- und D den Trommeldurchmesser, n die Zahl Drähte, Q die Summe der das Seil spannenden Kräfte mit Ausnahme des Seilgewichtes, α_1 α_2 α_3 die Winkel, welche die Axen der Drähte und Litzen, der Litzen und Stränge, der Stränge und des Seiles einschliessen. Bei horizontaler und wenig geneigter Förderung ist $H = 0$; welcher Werth für Q zu setzen sei, ergibt sich aus der Einrichtung der Förderung. Bei vertikaler Bewegung wird Q gleich dem Gewicht des Fördergefässes sammt Ladung und H gleich der Schachttiefe von den Seilscheiben bis zum untersten Förderhorizont.

Substituirt man den Werth von $\mathfrak{A}$ in dem von $n\delta^2$, so zeigt sich, dass letztere Grösse mit H wächst. Bei bedeutender Schachttiefe wird also $n\delta^2$, daher das Seilgewicht gross. Um dieses herabzusetzen, kann man $\mathfrak{A}$ grösser als nach der dafür aufgestellten Formel setzen, obschon der Scheibendurchmesser D dabei ebenfalls zunimmt. Bei den wirklichen Ausführungen findet man $\mathfrak{A}$ bis 2000 Kil., also auf mehr als $^2/_3$ der Spannung an der Elastizitätsgrenze gesteigert. Es lässt sich indessen nicht läugnen, dass die Sicherheit dadurch geringer wird, wenn auch die grösste Spannung S ungeändert gleich 2800 Kil. bleibt, denn letztere ist nur in der äussersten Faser des Drahtes, erstere im ganzen Querschnitt desselben vorhanden. So weit sollte man nur bei sehr tiefen Schächten, und sonst nicht über die halbe Elastizitätsgrenze, also über $\mathfrak{A} = 1400$ gehen. Bei Fördergeschwindigkeiten namentlich, welche 3 bis 4^m übersteigen, ist es räthlich, $\mathfrak{A}$ nicht zu gross und auch S kleiner als 2800 zu nehmen; im letzteren Falle ändern sich die Ausdrücke für D und $\mathfrak{A}$.

Hat man $n\delta^2$ berechnet, so ist n oder δ entsprechend zu wählen. Für die Zahl n Drähte ist zum Theil die Art der Anfertigung massgebend; für $n = 36$ oder $6 \,.\, 36 = 216$ erhält das Seil die schönste Rundung. Die Wahl des Durchmessers δ ist durch die im Handel vorkommenden Drahtsorten beschränkt, welche je nach dem Anfertigungsorte verschiedene Abstufungen zeigen, daher die verschiedenen Drahtlehren, bei welchen die einzelnen Sorten durch

Nummern und Namen bezeichnet, die Durchmesser jedoch nur selten angegeben sind. Man bestimmt letztere, indem man mehrere Drahtstücke dicht neben einander legt und ihre Gesammtbreite durch die Zahl der Drähte dividirt; oder besser aus dem absoluten Gewicht eines Stückes von gemessener Länge, wobei das Gewicht pr. Kubikcentimeter gleich 0.0077 Kil. gesetzt werden kann.

Dünne Drähte sind etwas fester*) und erfordern einen kleineren Trommeldurchmesser, dagegen werden sie früher durch den Rost zerstört. Man kann δ bei der Schachtförderung innerhalb der Grenzen 0·15 und 0·3 Cent. nehmen und wird damit für $n = 36$ in den gewöhnlichen Fällen ausreichen; nur bei Haspelseilen ergeben sich für δ kleinere Werthe als 0·15; sollten dagegen D und δ zu gross werden, so setze man $n = 216$. Wenn sich aus den angenommenen Werthen von n und δ das Produkt $n\delta^2$ wesentlich anders ergibt als nach der Formel, so ist umgekehrt aus letzterer $\mathfrak{A}$ zu berechnen und bei Ermittlung von D einzusetzen.

Der Trommeldurchmesser D kann auch grösser als nach der Formel genommen werden; liefert hingegen diese einen zu hohen Werth für D, so wähle man n grösser, wodurch δ und D sinken oder nehme ohne weite Aenderung D kleiner an. Dann steigt zwar die Spannung der äussersten Drahtfasern über die Elastizitätsgrenze, allein sie wächst nicht mehr in gleichem Masse mit der Ausdehnung; dadurch ist erklärlich, dass bei gutem Material die Seile aushalten, wenn auch D, wie oft in der wirklichen Ausführung, viel kleiner ist als nach der gegebenen Formel.

Beispiel. Es sei aus einem vertikalen Schacht von $H = 800^m$ Tiefe zu fördern; das Gewicht der Ladung sammt Fördergefäss sei $Q = 1500$ Kil. Man hat für Seile mit 2facher Drehung bei $\alpha_1 = \alpha_2 = 17^\circ$, $b = 0{\cdot}706$ und $a = 0{\cdot}718$, daher ergibt sich

$$\mathfrak{A} = 1457,\ n\delta^2 = 3{\cdot}12;$$

nimmt man $n = 36$, so wird

$$\delta = 0{\cdot}3 \text{ Cent.}$$
$$D = 1230\ \delta = 370 \text{ Cent. rund,}$$
$$k = 2{\cdot}3 \text{ Kil.,}$$

daher das ganze Seilgewicht

$$G = 800\ .\ 2{\cdot}3 = 1840 \text{ Kil.}$$

Nimmt man, um ein kleineres Seilgewicht zu erhalten, $\delta = 0{\cdot}25$ Cent., so ist $\mathfrak{A}$ aus der Formel für $n\delta^2$ zu bestimmen; es wird

*) Nach Karmarsch ist der Grund davon der, dass beim Ziehen der Drähte an deren Oberfläche eine dichtere Rinde entsteht, mithin ein dem Umfang oder Durchmesser proportionaler Zuwachs an Festigkeit sich ergibt, der um so merklicher wird, je kleiner der Querschnitt des Drahtes ist.

$$\mathfrak{A} = \frac{1}{a}\left(\frac{Q}{n\,\delta^2} + b\,H\right) = 1715,$$

$$D = 1520\ \delta = 380\ \text{Cent.},$$

also nicht erheblich grösser als früher, dagegen das Seilgewicht im quadratischen Verhältniss des Drahtdurchmessers kleiner, also

$$G = \left(\frac{0{\cdot}25}{0{\cdot}3}\right)^2 1840 = 1280\ \text{Kil.}$$

Anderes Beispiel. Es sei bei einer vertikalen Haspelförderung $Q =$ 80 Kil., $H = 40^m$. Bei gleicher Seilconstruktion wie früher ist wieder $a =$ 0·718, $b =$ 0·706 und ergibt sich

$$\mathfrak{A} = 959,\ n\,\delta^2 = 0{\cdot}118,$$

für $n = 36$, $\delta = 0{\cdot}06$ Cent. rund,

$$D = 897,\ \delta = 54\ \text{Cent.}$$

$$k = 0{\cdot}091\ \text{Kil.},$$

das ganze Seilgewicht

$$G = 40\ .\ 0{\cdot}091 = 3{\cdot}6\ \text{Kil.}$$

Die Trommel für Vorgelegehaspel erhält gewöhnlich 60 bis 90 Cent. Durchmesser, welche Werthe nach dem Obigen genügen; bei Haspeln ohne Vorgelege wird hingegen ein Rundbaum von nur 25 bis 30 Cent. Durchmesser oft auch für Drahtseile benützt.

Seilschurz. Ein wichtiger Bestandtheil des Seiles ist der Schurz (das Seilgehänge), d. h. eine am Ende desselben gebildete Schlinge oder Verstärkung, an welche das Fördergefäss direkt oder gewöhnlich mittelst einer Schurzkette gehängt wird. Der Schurz muss sicher genug ausgeführt sein, um durch den Zug im Seil nicht gelöst zu werden, und soll sich an die Oberfläche der Trommeln oder Leitscheiben gut anlegen, wenn Gefahr vorhanden ist, dass das Seil durch nicht rechtzeitiges Anhalten der Fördermaschine zu weit aufgezogen wird. In diesem Falle wird also die Form *a* Fig. 9 des Schurzes entsprechen, dagegen die Form *b* Fig. 8 fehlerhaft sein, weil hier das Seil an der Stelle *c* eine gefährliche Biegung erleidet.

Am einfachsten wird der Schurz gebildet, indem man das Seilende in einer Länge von 0·3 bis $0{\cdot}5^m$ aufbiegt und mit der Fortsetzung des Seiles durch 3 bis 4 Paare von angelegten Platten mit Ziehschrauben, oder auch nur durch herumgehämmerte Eisenstreifen verbindet. In die entstandene Schlinge wird zum Schutz der Drähte eine gebogene Rinne eingelegt.

Solider ist die Construktion Fig. 11. Zu derselben sind eine gebogene Rinne Fig. 13 von dem Querschnitt *AB* und ein Ring Fig. 12 nothwendig, welcher über das Seilende bis *n* Fig. 11 geschoben wird. Man löst nun das letztere in die einzelnen Drähte auf; diese werden zur Hälfte nach der einen, zur Hälfte nach der andern Seite über die nach *m* gebrachte Schlingenrinne gebogen,

hierauf, gleichförmig im Kreise vertheilt, zwischen dem Ring *n* und dem Seil durchgesteckt, an der Aussenseite des Ringes herabgebogen und nochmals durch letzteren gesteckt. Jeder Draht erhält daher die aus Fig. 10 ersichtliche Biegung. Die Enden der Drähte werden in verschiedenen Längen abgehaut und an das Seil angelegt, so dass eine allmälige Zunahme des Querschnittes gegen die Schlinge hin entsteht, endlich das Ganze mit einer doppelten Lage feinen Drahtes umwunden, und dadurch auch die Form gerundet.

Fig. 14 und 15 zeigen einen anderen gebräuchlichen Schurz. Das Seilende wird umgebogen und aufgelöst, dann legt man wie früher die in verschiedenen Längen abgeschnittenen Drähte an das Seil und umwindet dieselben mit Binddraht. Die Seilschlinge wird zwischen zwei durch Schrauben *s* verbundenen Schmiedeisenplatten eingeklemmt, und ist daher durch die Förderlast weniger in Anspruch genommen; *b* ist ein Bolzen und *c* ein Bügel zur Verbindung mit der Schurzkette. Einen von Sauer beschriebenen Schurz*) zeigen Fig. 16 u. 17 in der Ansicht und im Querschnitte. Darin ist *a* eine conische schmiedeiserne Hülse, an welche sich der zur Verbindung mit der Schurzkette dienende Bügel *b* anschliesst, und *c* ein durchbohrter aussen abgedrehter Kegel aus Stahl. Das Seil wird zuerst durch die Hülse *a* geschoben, dann ausserhalb derselben der Kegel *c* über das Seilende gesteckt und das letztere aufgelöst. Die einzelnen Drähte werden nun an der Aussenseite des Kegels *c* zurückgebogen, an das Seil angelegt und mehrmals mit Binddraht umwunden, endlich die Hülse *a* darüber gezogen, wodurch das Ganze die in der Zeichnung ersichtliche Form erhält. Wird das Fördergefäss an die Schurzkette gehängt, so klemmen sich die Drähte zwischen dem Kegel *c* und der Hülse *a* fest ein und können nicht ausgerissen werden. Diese Construktion hat sich durch einjährige Anwendung als zweckmässig herausgestellt; nach anderen Angaben indessen werden die Drähte zu stark eingeklemmt und förmlich zerdrückt.

Der in Fig. 26 dargestellte Schurz**) soll sich gut bewähren. Das untere Seilende wird in die conische Büchse *a* gesteckt; hierauf biegt man die Drahtenden um, so dass sich ein Knäuel bildet; dieser wird festgestaucht und die umgekehrte Büchse *a* mit Zink ausgegossen.

Den Schurz von Grübler***) zeigt Fig. 18. Eine Hülse *a* wird über das Seil geschoben, in 12—15 Cent. Abstand vom Seilende

*) „Erfahrungen" 1854, S. 1; Preuss. Zeitschrift 1859, 7. Bd. S 77.

**) Preuss. Zeitschrift 1859, 7. Bd. S. 157.

***) „Erfahrungen" 1856, S. 1.

Binddraht umgewickelt, durch Umbiegen und Stauchen der Drähte mit einem hölzernen Hammer ein Wulst gebildet. Dann zieht man die Hülse darüber, stellt sie auf, verschmiert die untere Mündung mit Lehm und giesst Zink bis zur Oberfläche der Drähte ein. Die aus der Hülse vorragenden Enden der Drähte werden mit Binddraht umwickelt. Der eingeschraubte Bolzen *b*, welcher durch einen Stift *c* gegen Aufdrehen gesichert werden kann, dient zur Verbindung mit der Schurzkette. Dieselbe Construktion ist auch auf preussischen Gruben angewendet, und bewährt sich gut; mitunter wird das Seilende mit dem bereits gebildeten Wulst verzinnt, bevor man die Hülse mit Zink ausgiesst.*)

Nach Fig. 18 kann auch die Verbindung zweier Seilenden hergestellt werden, indem man für beide den Schurz in gleicher Art ausführt und statt *b* einen Bolzen anwendet, der in beide Hülsen mit entgegengesetzten Gewinden eingreift und in der Mitte quer durchbohrt wird, um eine Stange behufs Aufdrehens einstecken zu können.

Ein Schurz, dessen Unbiegsamkeit jedoch das Auflegen auf eine Trommel nicht wol gestattet, ist in Fig. 19 und 20 dargestellt; dabei sind die aufgelösten Drähte aufgebogen, an das Seil gelegt, mit Binddraht umwickelt und mittelst Nieten in einem eisernen Bügel festgeklemmt.

Bei Haspelseilen mit ganz dünnen Drähten kann man auch einen gewöhnlichen Knoten schlagen.

Bei Seilen ohne Ende muss eine Verbindung hergestellt werden, welche ohne Nachtheil über Scheiben läuft. Es werden entweder ineinandergreifende Schurze benützt oder die aufgewickelten Drähte beider Seilenden zusammengeflochten und die Verbindungsstelle fest mit Draht umwickelt.

Bei einem Bremsberg mit Seil ohne Ende stellt Jucho die Verbindung mittelst zweier verdrehter Kettenglieder Fig. 21 her, an deren Enden *o* sich Oeffnungen befinden. Durch diese werden die Seilenden gesteckt, mit Draht umwunden, die aufgeflochtenen Seildrähte zurückgebogen, durch die Oeffnung *o* gesteckt, endlich abgehaut und mit Binddraht umgeben.**)

Conservirung der Seile. Ein gutes Mittel zum Schutz der Drähte gegen Feuchtigkeit und Rost ist das Theeren, d. h. das

*) Berggeist 1859, Nr. 83; Preuss. Zeitschrift 1870, 18. Bd. S. 41.

**) Erfahrungen 1855, S. 17. Ueber das Zusammenflechten der Seilenden s. Preuss. Zeitschrift 1865, 13. Bd. S. 224, und Erfahrungen 1858, S. 1.

Ueberziehen der Seile mit einer Substanz, welche meist Pech oder Theer als Hauptbestandtheil enthält. Das Theeren kann auf folgende Art ausgeführt werden. Man stellt die hölzerne Trommel, auf welcher das Seil von der Fabrikation her aufgewickelt ist, und in einiger Entfernung davon eine zweite mit Handkurbel versehene auf Gerüste, ferner zwischen beide ein eisernes Becken *b* Fig. 33, in welchem die Theerungsmasse durch untergeschürtes Feuer flüssig erhalten wird. Am Becken *b* sind drei Rollen *r* befestigt, über welche das Seil in der aus der Figur ersichtlichen Art bis zur zweiten Trommel geführt und durch Drehung der letzteren so langsam nachgezogen wird, dass nur wenig Theer davon abtropft, wenn es die letzte Rolle *r* verlassen hat.

Häufig werden die Hanfseelen schon vor dem Einflechten getheert.

Die Operation des Theerens muss während des Gebrauches der Seile öfters, nach Umständen alle Monate oder selbst jede Woche wiederholt werden. Bei Schachtförderseilen kann man dabei, um das Abnehmen derselben vom Treibkorb zu vermeiden, in nachstehender Art vorgehen.*) Ein hölzerner Trichter, aus zwei durch ein Charnier verbundenen Theilen bestehend, wird ober dem Tagkranz an das Seil angelegt, geschlossen, unten an der Spitze mit etwas Werg oder Leinwand gedichtet, und mit der erhitzten Mischung gefüllt. Lässt man nun das Seil in den Schacht hinablaufen, so bildet sich ein guter Ueberzug, ohne dass etwas von der Masse verloren geht.

Was die zur Theerung benützte Substanz betrifft, so soll dieselbe consistent genug sein, um bei den gewöhnlichen Temperaturen nicht abzutropfen, nicht stark eintrocknen und spröde werden, weil sie sonst bei Biegung des Seiles abfällt, endlich nicht zu sehr kleben, um die Abwindung von der Trommel nicht zu stören. Rezepte zu Mischungen sind folgende, bei welchen die Ziffern Gewichtstheile bedeuten:

2 schwarzes Pech und 1 Repsöl.

40 Colophonium, 3·5 Unschlitt, 20 Wagenschmiere.

100 Steinkohlentheer werden langsam zum schwachen Sieden gebracht und so lange in diesem Zustand erhalten, als noch Wasserdämpfe entweichen, dann die Masse auf 80 bis 90° abkühlen gelassen und 15—20 Unschlitt zugesetzt.**)

2 Colophonium oder Harz, 1 Oel.***)

*) Oest. Zeitschrift für Berg- und Hüttenwesen 1854, S. 295.

**) Oest. Zeitschr. 1859, S. 13.

***) Combes Bergbaukunst, deutsch v. Hartmann, 2. Bd. S. 260.

6 Colophonium, 2 Leinöl, 1 Seife.*)

2 Theer und 1 Pech zum Schmieren neuer Seile; zur wiederholten Theerung blos Theer mit etwas Unschlitt.**)

6 Colophonium, 3 Leinöl, 1 Talg.***)

20 Harz oder Pech, 2 Unschlitt, 5 Theer oder Repsöl.†)

10 Steinkohlentheer, 5 Unschlitt, 4 Repsöl, 2 Wagenschmiere und 2 Colophonium.††)

Beim Gebrauch der Drahtseile muss ferner jede starke Biegung derselben thunlichst verhütet werden.

Ist der unterste Theil eines Schachtförderseiles durch die unvermeidlichen Biegungen abgenützt, so wird derselbe auf 4 bis 6^{m} Länge abgehaut und neu geschürzt. Schadhafte Theile des Seiles können an beliebiger Stelle herausgehaut und die Seilenden durch Schurze verbunden werden, doch stören diese das Auflegen der Seilwindungen auf den Korb. Dagegen können ohne Nachtheil einzelne Stücke von Litzen entfernt und an ihrer Stelle Ersatzstücke eingeflochten werden.†††)

An mehreren Orten wird das Seil, wenn es sich in der unteren Hälfte rascher abnützt, was besonders bei Schächten mit corrosiven Wässern vorkommt, nach einiger Zeit des Betriebes umgekehrt und dann noch weiter benützt.

Bei den zur Horizontalförderung dienenden Seilen ist ein Riss des Seiles nicht von so nachtheiligen Folgen begleitet als bei der geneigten oder vertikalen, wo die Fördergefässe der Wirkung der Schwere unterliegen; es können daher die Seile länger ausgenützt werden. Man haut das Seilstück, welches den Förderwägen zunächst liegt, auch auf grössere Länge ab und verbindet mit dem Seilende ein Ersatzstück entweder durch Zusammenflechten oder durch den einfachsten S. 12 beschriebenen Schurz, mittelst dessen die Verbindung in $^1/_2$ Stunde ausgeführt werden kann.

Bandseile. Diese bestehen aus mehreren, meist 4 bis 8 Rundseilen, welche mittelst durchgezogener Drähte oder Nieten verbunden sind. Die Berechnung und der Vergleich mit den Rundseilen folgt

*) Combes Bergbaukunst, deutsch v. Hartmann, 2. Bd. S. 263.

**) Jahrb. der Bergak., 14. Bd. S. 222.

***) Hartmann B. u. H.-Zeitung 1848, S. 633.

†) „Erfahrungen“ 1852.

††) Ebendas. 1863, S. 5.

†††) Ueber die dabei befolgte Methode s. Jahrb. d. Bergakademieen 1864, 14. Bd. S. 237.

bei den Spiralkörben der Förderungsdampfmaschinen. Die Rundseile erhalten, wie Fig. 34 zeigt, abwechselnd entgegengesetzte Windung, wodurch die Neigung des Bandseiles zur Drehung vermindert wird. Der zur Verbindung dienende Draht wird in schräger Richtung, unter einem Winkel von ungefähr 45^0 gegen die Seilrichtung hin- und hergeführt; man benützt entweder nur einen starken oder zwei zusammengewundene, oder 5 bis 6 parallel neben einander fortlaufende Drähte, welche in einer gemeinschaftlichen zur breiten Fläche des Bandseiles parallelen Ebene liegen. Die Verbindungsdrähte können im letzten Falle dieselbe oder eine etwas grössere Stärke erhalten als die Drähte des Seiles. Um das Einziehen zu erleichtern, müssen mit einem Meissel oder einer Pfrieme die Drähte des Seiles aus einander gedrückt werden, so dass eine Durchgangsöffnung entsteht; ist der Draht eingeführt, so wird das Seil wieder zusammengepresst. Man bedient sich dazu besonderer Hilfsapparate.*)

Die Verbindung mit Nieten bei den Bandseilen aus der Fabrik von Felten & Guilleaume in Cölln zeigt Fig. 6; Fig. 7 ist ein Durchschnitt des flachen Bolzens mit der Ansicht des Nietkopfes. Meist sind die Nieten in Abständen von 18 bis 24 Cent. angebracht.

Der Schurz der Drahtbandseile wird gewöhnlich nach Fig. 24 und 25 ausgeführt. An beiden Seiten des Seilendes liegen schmiedeiserne Platten, an den Kanten etwas umgebogen und am Ende durch einen zur Aufnahme der Schurzkette dienenden Bügel vereinigt; sie werden durch Nieten mit dem Bandseil verbunden. Fig. 22 und 23 ist die Verbindung zweier Seilenden; die Schurzplatten sind dabei charnierartig verbunden.

Eine andere Construktion stellen Fig. 27 und 28 dar.**) Die aufgelösten Seildrähte werden nach entgegengesetzten Seiten über den Bolzen *a* gebogen und an das Seil gelegt, dann der zu dem Zweck etwas geöffnete Bügel *b* darüber zusammengedrückt und durch 5 Nieten befestigt; schliesslich biegt man die Drahtenden über die Ränder des Bügels *b*. Zum Anhängen der Schurzkette dient das Stück *c*. Um zwei Seilenden zu verbinden, ist an Stelle von *c* eine Platte mit zwei Drehbolzen nothwendig, an welche sich die zwei Bügel *b* schliessen.

Seile mit abnehmendem Querschnitt. Bei Schachttiefen von mehr als 7 bis 800^m wird das Seilgewicht so gross, dass man auf besondere Mittel zur Herabsetzung desselben bedacht sein muss.

*) Zeichnung und Beschreibung eines solchen Apparates s. Erfahrungen 1863, S. 4.

**) Burat, das Mat. des Steinkohlenbergbaues, deutsch v. Hartmann, S. 81.

Ein solches Mittel besteht in der Verminderung des Seilquerschnittes vom oberen zum unteren Ende, entsprechend der abnehmenden Belastung durch das Eigengewicht. Gegen solche Seile lässt sich allerdings Einiges einwenden. Dieselben können nicht umgekehrt werden. Bei grosser Schachttiefe muss das Seil sich in mehreren concentrischen Reihen von Windungen auf den Korb legen, das regelmässige Auflegen ist durch die Verschiedenheit des Durchmessers erschwert und das Einklemmen einzelner Windungen leichter möglich. Endlich kann man, da Drähte von abnehmendem Querschnitt nicht erzeugt werden, die theoretische Seilform nur annähernd dadurch erreichen, dass man entweder die Zahl der Drähte successiv abnehmen lässt, oder bei der Anfertigung der Reihe nach immer schwächere Drahtstücke verwendet. Im ersten Falle muss dafür gesorgt werden, dass in einem beliebigen Seilquerschnitt jede Litze dieselbe Zahl Drähte enthält, daher die Gesammtzahl stets soviel abnehmen muss, als das Seil Litzen enthält, da sonst Rundseile nicht sicher eine gute Form erhalten. Dabei kann die Querschnittsverminderung nur nach grossen Intervallen erfolgen und ist die Herabsetzung des Seilgewichtes keine ausgiebige. Zweckmässiger scheint daher die zweite Methode, nur dürfte die Fabrikation dabei umständlicher werden, wenn man sich der theoretischen Seilform möglichst nähern will.

Bei Bandseilen kommt es auf besonders schöne Rundung der einzelnen Stränge nicht an, es sind daher thatsächlich solche Seile in Verwendung, bei welchen die Zahl Drähte stets um 1 in jedem Strang abnimmt.

Die Berechnung der Rundseile mit abnehmendem Querschnitt lässt sich übrigens in folgender Art durchführen. Es seien Fig. 30 *abcd* das ideale Profil des Seiles, q und $q + dq$ die Querschnitte desselben in den Entfernungen l und $l + dl$ vom unteren Seilende. Der Querschnittszuwachs dq hat das Gewicht $k\,dl$ des Seilstückes von der Länge dl zu tragen, unter k das veränderliche Gewicht pr. Längeneinheit verstanden. Sind nun $\mathfrak{A}$ die Belastungsspannung, α_1 α_2 die Winkel der Draht- gegen die Litzenaxe und der letzteren gegen die Seilaxe, so lässt sich analog wie bei Seilen mit constantem Querschnitt nachweisen, dass

$$\mathfrak{A}\,dq = \frac{k\,dl}{\cos\alpha_1 \cos\alpha_2}$$

zu setzen sei. Hieraus folgt wegen (2) und (4)

$$\mathfrak{A}\,dq = \frac{b\,n\,\delta^2\,dl}{\cos\alpha_1 \cos\alpha_2} = \frac{\pi}{4a}\,b n \delta^2\,dl = \frac{b}{a}\,q\,dl$$

$$\frac{dq}{q} = \frac{b}{a} \frac{d}{\mathfrak{A}}$$

$$\log q = \frac{b}{a} \frac{l}{\mathfrak{A}} + Const.$$

Sei q_0 der unterste Seildurchschnitt, so wird $l = o$ für $q = q_0$, daher

$$\log q_0 = Const,$$

$$\log \frac{q}{q_0} = \frac{b}{a} \frac{l}{\mathfrak{A}}.$$

Der unterste Seilquerschnitt hat blos das Gewicht Q des Fördergefässes sammt Ladung zu tragen, es wird daher mit Rücksicht auf (4)

$$\mathfrak{A} q_0 = \frac{Q}{\cos \alpha_1 \cos \alpha_2} = \frac{\pi Q}{4a},$$

$$q_0 = \frac{\pi Q}{4a\mathfrak{A}}$$

(9) $\log \frac{4a}{\pi} \frac{\mathfrak{A}}{Q} q = \frac{b}{a} \frac{l}{\mathfrak{A}}.$

Für den obersten Querschnitt ist $l = H$ und, wenn sich dort n_1 Drähte vom Durchmesser δ_1 befinden,

$$q = \frac{\pi}{4} n_1 \delta_1^2, \text{ daher}$$

(10) $\log a \frac{\mathfrak{A}}{Q} n_1 \delta_1^2 = \frac{b}{a} \frac{H}{\mathfrak{A}}.$

Für Brigg'sche Logarithmen ergibt sich

(11) $\log n_1 \delta_1^2 = 0{\cdot}4342 \frac{b}{a} \frac{H}{\mathfrak{A}} - \log \frac{a\mathfrak{A}}{Q}.$

Die Gesammtspannung S ist nach (6)

(12) $S = \mathfrak{A} + \frac{4a\varepsilon}{\pi} \frac{\delta_1}{D},$

wobei ε den Elastizitätsmodul und D den Trommeldurchmesser bedeuten. Dieser Ausdruck gilt nicht wie bei Seilen mit constantem Querschnitt nur für die Biegung des obersten, sondern für den Uebergang eines beliebigen Seilstückes über die Scheibe, da das Seil als Körper von gleicher absoluter Festigkeit berechnet wurde, mithin die Belastungsspannung $\mathfrak{A}$ für jeden Querschnitt dieselbe ist. Nimmt daher δ_1 in den tieferen Seilquerschnitten ab, so wird auch S kleiner, und es sind die unteren Seilstücke nur um so sicherer gegen den Bruch durch Biegung.

Aus der obigen Gleichung folgt der Scheiben- und Trommeldurchmesser

$$(13) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad D = \frac{4\,a\,\varepsilon}{\pi\,(S - \mathfrak{A})}\,\delta_1.$$

Für $\mathfrak{A}$ kann wieder derjenige Werth angenommen werden, welcher auf den kleinsten Scheibendurchmesser D führt. Derselbe ergibt sich, indem man aus (10) den Werth von δ_1 bestimmt, in (13) einführt und den ersten Differentialquotienten von D nach $\mathfrak{A}$ gleich Null setzt. Auf diese Art erhält man

$$(14) \quad . \quad . \quad . \quad \mathfrak{A} = \frac{a\,S - b\,H}{6\,a}\left[1 + \sqrt{1 + \frac{12\,a\,b\,H\,S}{(a\,S - b\,H)^2}}\,\right].$$

Das theoretische Seilgewicht G findet man auf folgende Art. Auf Zerreissen des obersten Seilquerschnittes wirkt bei zweifach gedrehten Seilen die Kraft

$$\frac{G + Q}{\cos \alpha_1 \cos \alpha_2}$$

oder wegen (4) allgemein der Zug

$$\frac{\pi}{4\,a}(G + Q).$$

Es ist daher

$$\mathfrak{A}\,n_1\,\delta_1^2\,\frac{\pi}{4} = \frac{\pi}{4\,a}(G + Q)$$

$$(15) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad G = a\,\mathfrak{A}\,n_1\,\delta_1^2 - Q.$$

Der Seilquerschnitt nimmt nicht continuirlich, sondern nur nach gewissen Intervallen ab; daher ist das Seilgewicht grösser als G. Doch ist der Unterschied unbedeutend, wenn diese Intervalle nicht gross sind. In diesem Falle genügt es, der Sicherheit wegen $S = 2700$ statt 2800 zu nehmen. Der Elastizitätsmodul kann wieder gleich 1,800000 gesetzt werden und aus (2) und (4) ergibt sich für H in Metern

$$a\,b = \frac{\pi}{4} \cdot 0{\cdot}6454 = 0{\cdot}5069.$$

Führt man diese Werthe in die obigen Ausdrücke (14), (11), (13) und (15) ein, so erhält man nachstehende Formeln zur Berechnung:

$$(16) \quad . \quad \left\{ \begin{aligned} \mathfrak{A} &= \frac{2700\,a - b\,H}{6\,a}\left[1 + \sqrt{+\,1\,\frac{16400\,H}{(2700\,a - b\,H)^2}}\,\right] \\ \log n_1\delta_1^2 &= 0{\cdot}4342\,\frac{b}{a}\,\frac{H}{\mathfrak{A}} - \log\frac{a\,\mathfrak{A}}{Q} \\ D &= \frac{2,300000\,a}{2700 - \mathfrak{A}}\,\delta_1 \\ G &= a\,\mathfrak{A}\,n_1\,\delta_1^2 - Q, \end{aligned} \right.$$

worin die Förderhöhe H in Metern einzusetzen ist, während für die übrigen Grössen Centimeter und Kilogramm die Einheiten sind; es bedeuten: Q das Gewicht des Fördergefässes sammt Ladung, $\mathfrak{A}$ die Belastungsspannung, für welche der Seiltrommel-Durchmesser D am kleinsten wird; n_1 die Zahl und δ_1 den Durchmesser der Drähte im obersten Seilquerschnitt, a und b die aus (2) und (4) folgenden Werthe und G das theoretische Seilgewicht. Bezüglich der Werthe $\mathfrak{A}$, D, n und δ gilt das bei gewöhnlichen Seilen Gesagte.

Noch sind die Entfernungen zu bestimmen, nach welchen, von oben an gemessen, der Seilquerschnitt um gegebene Grössen abzuändern ist. Setzt man diese Entfernungen allgemein gleich y, so hat man, da l den Abstand vom untern Seilende bedeutet,

$$y = H - l$$

und führt man hierin den aus (9) folgenden Werth von l ein, so wird

$$y = H - \frac{a}{b}\,\mathfrak{A}\,log\,\frac{4\,a}{\pi}\,\frac{\mathfrak{A}}{Q}\,q,$$

wobei nun unter q der Querschnitt zu verstehen ist, der sich in der Entfernung y vom oberen Seilende befindet. Für $y = o$ wird q gleich dem obersten Seilquerschnitt q_1, daher

$$0 = H - \frac{a}{b}\,\mathfrak{A}\,log\,\frac{4\,a}{\pi}\,\frac{\mathfrak{A}}{Q}\,q_1,$$

und zieht man diese Gleichung von der obigen ab, so folgt

$$y = \frac{a}{b}\,\mathfrak{A}\;og\,\frac{q_1}{q}.$$

Für Brigg'sche Logarithmen ergibt sich

(17) $y = 2{\cdot}303\,\frac{a}{b}\,\mathfrak{A}\,log\,\frac{q_1}{q}.$

Setzt man hierin für a und b die Werthe aus (2) und (4), und für q der Reihe nach die Querschnitte, welche die auf das oberste folgenden Seilstücke erhalten sollen, so ergeben sich in Metern die Abstände y vom oberen Seilende, nach welchen eine neue Abtheilung des Seiles beginnt.

Zuletzt kann man noch das wirkliche Gewicht des Seiles berechnen und mit dem theoretischen G vergleichen, um sich zu überzeugen, ob zwischen beiden keine grosse Differenz besteht.

Beispiel. Es sei Q = 1500 Kil., H = 800^m. Für ein zweifach gedrehtes Seil und $\alpha_1 = \alpha_2 = 17^0$ ist nach (2) und (4)

$$b = 0{\cdot}706,\; a = 0{\cdot}718,$$

daher wird nach (16)

$\mathfrak{A} = 1218$, $\log n_1 \delta_1^2 = 0{\cdot}5142$, $n_1 \delta_1^2 = 3{\cdot}27$,
und für $n_1 = 36$, $\delta_1 = 0{\cdot}3$ Cent.; ferner
$D = 334$ Cent, $G = 1335$ Kil.,
während sich bei Seilen mit constantem Querschnitt in demselben Falle $G = 1840$ Kil. ergab. Nimmt man, um das Seilgewicht noch mehr herabzusetzen, $\mathfrak{A}$ wie dort gleich 1715, so wird

$$n_1 \delta_1^2 = 1{\cdot}925, \; n_1 = 36, \; \delta_1 = 0{\cdot}23 \text{ Cent.}$$
$$G = 846 \text{ Kil.},$$

während für das Seil mit constantem Querschnitte $G = 1280$ Kil. war; ferner erhält man $D = 386$, rund 380 Cent.

Der Querschnitt des obersten Seilstückes ist

$$n_1 \delta_1^2 \frac{\pi}{4} = 1{\cdot}5 \text{ Quadratcent.},$$

und nach (17) wird

$$y = 4020 \log \frac{1{\cdot}5}{q} = 708 - 4020 \log q.$$

Sollen nun die auf das erste folgenden Seilstücke die unten angegebenen Querschnitte q erhalten, so ergeben sich die beigesetzten Werthe von y:

für $q =$	1·46	1·42	1·38	1·33	1·29	1·25	1·21
wird $y =$	58	109	161	214	269	327	386
für $q =$	1·17	1·13	1·08	1·04	1·00	0·96	
wird $y =$	447	510	576	645	717	791	

Für die letzten 9^m kann noch der Querschnitt 1·00 beibehalten werden. Ein Meter des obersten Seilstückes wiegt

$$k_1 = b n_1 \delta_1^2 = 1{\cdot}34 \text{ Kil.},$$

und da sich die Gewichte k pr. 1^m Länge der folgenden Seilstücke wie die Querschnitte q verhalten, so ergibt sich allgemein

$$k = \frac{q}{1{\cdot}5} k_1 = 0{\cdot}893\, q.$$

Das wirkliche Seilgewicht G_1 ist die Summe der Produkte aus k mit den zugehörigen Längen, welche sich durch Subtraktion jedes Werthes y von dem nächstfolgenden ergeben. Man erhält dadurch

$$G_1 = 852 \text{ Kil.}$$

nur sehr wenig vom theoretischen Werth verschieden, da eine grosse Zahl Abstufungen angenommen wurde.

Verbesserungen an Drahtseilen. Seile aus Stahldraht. Man hat durch Ausglühen der Drähte vor dem Zusammenflechten die Beschaffenheit der Seile zu verbessern gesucht, jedoch den Zweck nicht erreicht, indem das Ausglühen die Drähte zwar geschmeidiger macht, dagegen die Elastizität und die Dauer des Seiles herabsetzt. Auch bei Anfertigung des Schurzes sollen die Drähte nicht geglüht werden.

Ein anderes Mittel ist das Galvanisiren der Drähte, d. h. das Ueberziehen derselben mit Zink, welches dem Rosten entgegenwirkt, aber die Seile kostspieliger macht und deren Festigkeit vermindern soll, indem an der Oberfläche eine spröde Legirung entsteht.

Seile aus Messingdraht sind dem Rosten weniger ausgesetzt, daher dauerhafter als solche aus Eisendraht, jedoch für die praktische Anwendung zu kostspielig.

J. E. Wreith in London fertigt Seile, bei welchen jeder Draht mit Hanf umgeben ist, wodurch die gegenseitige Abreibung der Drähte vermieden werden soll.*)

Richter**) beschreibt Seile, bei welchen jeder Draht mit Hanf umsponnen, 4 Drähte zu einer Litze und 4 Litzen nebst einer Hanfseele zum Seil zusammengedreht werden. Der Gesammtaufwand für solche Seile ergab sich jedoch viel höher als für gewöhnliche.

Die Seile aus Godin's Fabrik zu Aix-la-chapelle***) sollen die Förderung aus grossen Tiefen dadurch ermöglichen, dass die Drähte geringen Durchmesser erhalten, wobei deren Biegungsspannung sinkt, und durch besondere Vorkehrungen dem Rosten begegnet werden muss. Die Drähte erhalten $0{\cdot}4^{mm}$ Dicke und werden entweder galvanisirt oder längere Zeit in einer verdünnten Lösung von Pottasche liegen gelassen, um ihre Oxydation zu hindern, dann mit Linnenfäden zusammengeflochten, welche die Drähte ganz einhüllen. Auf 1 Quadrat-Centimeter Querschnitt kommen 200 Drähte und 72 Linnenfäden.

Seile aus Stahldraht, wie solche seit einiger Zeit in Verwendung kommen, fallen bei gleicher Tragkraft bedeutend leichter aus. Für Gussstahl kann nämlich $S = 5600$ und $\varepsilon = 2{,}600000$ gesetzt werden, daher von den Formeln S. 9 u. 10 die für $\mathfrak{A}$ und D sich in folgende umwandeln:

(18) $$\left\{\begin{aligned} \mathfrak{A} &= 1860 + \frac{2b}{3a} H \\ D &= \frac{3{,}300000\, a}{5600 - \mathfrak{A}}\, \delta. \end{aligned}\right.$$

Da auch für $\mathfrak{A}$ etwa doppelt so hohe Werthe zulässig sind als bei Eisendrahtseilen, so wird, wie die Formel für $n\, d^2$ zeigt, der Werth dieser Grösse und folglich das Seilgewicht kleiner. Vergleicht man ferner den Werth von D mit dem für Eisendrahtseile gültigen, so ergibt sich, dass der Seiltrommeldurchmesser für Stahldrahtseile keineswegs grösser wird, wie man geneigt ist anzunehmen. Setzt man nämlich $\mathfrak{A}$ gleich einem aliquoten Theile $m S$ der Spannung S für die Elastizitätsgrenze, welche bei Eisendraht 2800, bei Stahldraht 5600 ist, so ergibt sich für ersteren nach der Formel (7)

*) Burat, das Material des Steinkohlenbergbaues, deutsch von Hartmann, S. 83.

**) Freiberger B. u. H. Zeitung, 1863, 12. Bd. S. 305.

***) Revue universelle, 1860, 6. Bd. S. 434

$$D = \frac{821\,a}{1 - m}\,\delta$$

für letzteren

$$D = \frac{589\,a}{1 - m}\,\delta,$$

daher wird bei gleicher Drahtstärke δ und gleicher Drehung der Seile D für Stahldraht kleiner; dazu kommt noch, dass für letzteren bei gleicher Drahtzahl δ kleiner, folglich D noch mehr herabgesetzt wird. Allerdings ist zu bemerken, dass die Coëfficienten für Stahldraht weniger verlässlich bekannt sind.

Für Gussstahldrahtseile mit abnehmendem Querschnitt kann man $S = 5400$ setzen, und zur Berechnung die Formeln (16) und (17) benützen, von welchen die für $\mathfrak{A}$ und D sich in folgende umgestalten:

$$(19) \;.\;.\; \begin{cases} \mathfrak{A} = \dfrac{5400\,a - b\,H}{6\,a}\left[1 + \sqrt{1 + \dfrac{32800\,H}{(5400\,a - b\,H)^2}}\right] \\ D = \dfrac{3{,}300000\,a}{5400 - \mathfrak{A}}\,\delta. \end{cases}$$

Weil die Stahldrahtseile leichter werden als die aus Eisendraht gefertigten, dürften sie besonders zur Förderung aus grossen Tiefen geeignet sein. In anderen Fällen scheint deren Anwendung nicht vortheilhaft, da sie zwar bei mehreren Versuchen eine grössere Dauer zeigten, jedoch bei gleichem Gewicht $1^3/_4$mal kostspieliger und, wenn der Stahl spröde ist, durch Stösse mehr gefährdet sind als solche aus Eisendraht.

Hanfseile.

Die hanfenen Rundseile bestehen aus Litzen und diese aus Bindfäden. Die Drehung ist bei Fäden und Litzen entgegengesetzt und soll nicht zu stark sein, weil sonst das Seil an Festigkeit verliert.

Seien Q die Summe der das Seil spannenden Kräfte, ausgenommen dessen Eigengewicht, q der Querschnitt und γ das Gewicht einer Volumseinheit des Seiles, H die vertikale Förderhöhe und $\mathfrak{A}$ die zulässige Belastung der Flächeneinheit des Querschnittes, so ist

$$\mathfrak{A}\,q = Q + q\,H\,\gamma,$$

und hieraus folgt

$$q = \frac{Q}{\mathfrak{A} - H\gamma}.$$

Man kann annehmen, dass ein Hanfseil während des Betriebes 100 Kil. pr. Quadratcentimeter mit Sicherheit trägt; das Gewicht von 1 Kubikcentimeter ungetheertem Seil ist 0·001 Kil., für ein

getheertes steigt diese Ziffer um 10 bis 20%; nimmt man $\gamma = 0{\cdot}0012$ und drückt H in Metern aus, so folgt

$$(20) \quad q = \frac{Q}{100 - 0{\cdot}12\,H}.$$

Ein nicht zu kleiner Scheiben- und Trommeldurchmesser ist auch hier vortheilhaft, damit der von der Seilsteifigkeit rührende Widerstand und die Abnützung des Seiles geringer werden. Bei Seilen von 4 bis 7 Cent. Dicke findet man Scheiben mit 1 bis 1·8^m, bei Haspelseilen von 2 bis 3·5 Cent. Rundbäume von 20 bis 30 Cent. Durchmesser.

Für grosse Schachttiefen sind Hanfseile unanwendbar, wenn man denselben nicht einen von oben nach unten abnehmenden Querschnitt gibt. Wegen der grossen Zahl von Fasern können die Querschnitte in beliebiger Grösse hergestellt werden, daher es am einfachsten ist, das Seil aus einer gewählten Zahl Theile von der gleichen Länge t zusammenzusetzen. Da die Hanfseile gegenwärtig selten mehr in Anwendung sind, folgen hier nur die Formeln zur Berechnung derselben für abnehmenden Querschnitt:

$$(21) \quad \log q = \log Q + 0{\cdot}00052\, t\, z - 2$$

$$(22) \quad G = 0{\cdot}1\, t\, \Sigma q.$$

In (21) sind Brigg'sche Logarithmen enthalten; t ist die gewählte Länge der Seilstücke in Metern, und es ergeben sich deren Querschnitte, vom untersten angefangen, in Quadratcentimetern, wenn man z der Reihe nach gleich 1, 2, 3 . . . setzt. Für $t\,z = H$ erhält man den obersten Querschnitt. Die Formel ist nur bei nicht geringer Zahl Seilstücke hinreichend genau. Aus (22) erhält man das wirkliche Gewicht G des ungetheerten Seiles in Kil., wobei für Σq die Summe der verschiedenen Seilquerschnitte in Quadratcent. zu setzen ist. Das Gewicht eines getheerten Seiles wird, wie oben bemerkt, um 10 bis 20% grösser als G. Nach Bestimmung von q und G kann man, indem man $G + Q$ durch die grösste Querschnittsfläche des Seiles dividirt, dessen Spannung im obersten Theil ermitteln, um zu erfahren, ob sie von der mit 100 Kil. angenommenen nicht stark abweicht.

Beispiel. Sei wieder bei vertikaler Förderung $H = 800^m$, $Q = 1500$ Kil., so ergibt sich für Seile mit constantem Querschnitt nach (20)

$$q = 375 \square \text{ Cent},$$

das Gewicht des ungetheerten Seiles

$$G = 800 \,.\, 100 \,.\, 375 \,.\, 0{\cdot}001 = 30000 \text{ Kil.}$$

Bei 800^m Schachttiefe ist also ein Hanfseil mit constantem Querschnitt nicht mehr anwendbar.

Setzt man dagegen das Seil aus 10 Abtheilungen von je 80^m Länge zusammen, so wird nach (21)

$$log\, q = 1{\cdot}176 + 0{\cdot}0416\, z.$$

Hiernach ergibt sich

für $z =$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$q =$	16·5	18·2	20·0	22·0	24·2	26·7	29·3	32·3	35·5	39·1

Der oberste und unterste Durchmesser des Seiles sind daher 7 und 4·6 Cent., das ganze Seilgewicht nach (22)

$$G = 2110 \text{ Kil.},$$

und wenn man 290 Kil. wegen der Theerung zurechnet,

$$G = 2400 \text{ Kil.}$$

Somit wird die Spannung des obersten Querschnittes von 39·1 □ Cent. gleich

$$\frac{1500 + 2400}{39{\cdot}1} = 99{\cdot}8 \text{ Kil.}$$

also sehr wenig von der Annahme verschieden. Hätte das Seil wirklich das in der Berechnung angenommene Gewicht von 0·0012 Kil. pr. Kubikcent., so wäre das ganze Seilgewicht

$$\frac{0{\cdot}0012}{0{\cdot}001}\, 2110 = 2532 \text{ Kil.},$$

daher die grösste Spannung

$$\frac{1500 + 2532}{39{\cdot}1} = 103{\cdot}1 \text{ Kil.},$$

also grösser als 100 Kil., was daher rührt, dass das Seil nicht genau die theoretische Form besitzt.

Der Schurz der Hanfseile wird meist nach Fig. 29 dadurch hergestellt, dass man das Seilende umschlägt, an die Fortsetzung des Seiles legt und festnäht, und schliesslich das Ganze mit Bindfaden umwickelt. In die Schlinge wird zum Schutz gegen Ausreibung durch die Schurzkette ein Lederstreif gelegt.

Die Hanfbandseile bestehen wieder aus Rundseilen mit abwechselnd entgegengesetzter Drehung, welche man mittelst durchgezogener starker Rebschnüre oder durch Nieten verbindet. Im letzteren Falle wird nach Fig. 35 an der betreffenden Stelle vorgebohrt, der fertige Nietbolzen auf einen Pfriem gestellt und durch Schläge eingetrieben, bis der Pfriem unten herabfällt; die elastischen Fäden des Seiles schliessen sich danach dicht an den Bolzenschaft.

Der Schurz der Hanfbandseile wird mitunter wie bei Drahtbandseilen nach Fig. 24 und 25, nur mit einer grösseren Zahl von Nieten, solider nach Fig. 31 und 32 ausgeführt. Das Seilende ist dabei umgebogen und durch Nieten zwischen zwei Platten p eingeklemmt. In der Schlinge hängt ein Bügel, an den sich die Schurzkette schliesst. Statt der Platten p werden auch drei Paare horizontaler Schienen in einigem Abstand von einander angelegt und durch Nieten oder Schrauben befestigt, wobei der Schurz sich besser an die Seilscheibe legt.

Auch bei Hanfseilen ist die Theerung ein wichtiges Schutzmittel gegen den nachtheiligen Einfluss der Nässe. Das Eindringen der Masse in das Innere des Seiles wird erleichtert, wenn man zwei Theerungen, davon die erste mit einer dünnflüssigeren Mischung ausführt; noch besser ist es, das zur Anfertigung dienende Garn schon vor dem Zusammendrehen zu theeren.

Beim Gebrauch soll das Seil besonders vor dem wechselnden Einfluss von Nässe und Trockenheit bewahrt werden. Bei der Befestigung von Lasten darf dasselbe nicht über Kanten von harten Körpern, z. B. gusseisernen Maschinentheilen gelegt werden, weil es sonst förmlich durchschnitten wird.

Die Hanfseile leiden am meisten im obersten Theile, und zwar durch den Stoss beim Anhub der Fördergefässe. Man pflegt daher die Bandseile nach längerem Gebrauch an einer Stelle abzuhauen, die 80 bis 100^{m} unter dem Tagkranz des Schachtes liegt, wenn das Fördergefäss die tiefste Stellung einnimmt. Das abgehaute Stück wird sodann auf die Trommel gelegt, und an sein unteres Ende das andere Stück mittelst zweier Schurze oder durch Zusammenflechten angeschlossen.

An einigen Orten, besonders in Belgien und Frankreich, werden Seile aus Aloë, den seidenartigen Fasern der Agave americana benützt. Das Gewicht derselben ist merklich kleiner als das der Hanfseile, da sie ungetheert um $^1/_9$ leichter sind und überdies eine schwächere Theerung erfordern. Auch sollen sie in feuchten Schächten länger dauern, hingegen etwas geringere Festigkeit besitzen. Im Ganzen ist in Bezug auf praktische Anwendbarkeit und Kosten kein grosser Unterschied zwischen beiden Arten vorhanden.*)

Vergleich zwischen Hanf- und Drahtseilen. Zwischen Hanf- und Drahtseilen stellen sich in Bezug auf deren praktische Verwendbarkeit folgende Unterschiede heraus. Der Querschnitt, mithin bei Rundseilen der Durchmesser ergibt sich für Seile aus Hanf bedeutend grösser. Für Drahtseile ist nämlich nach (5)

$$n\delta^2 = \frac{Q}{a\mathfrak{A} - bH}.$$

Für $n = 36$ Drähte wird der Seildurchmesser

$$d = 8{\cdot}2\ \delta;$$

führt man hierin den aus obiger Gleichung für $n = 36$ folgenden Werth von δ ein, so folgt

*) Nach Versuchen der französischen Marine verdienen Aloëseile den Vorzug. Ponson, Steinkohlenbergbau, deutsch v. Hartmann, S. 700.

$$d = 1{\cdot}37 \sqrt{\frac{Q}{a\mathfrak{A} - bH}}.$$

Für Hanfseile ist dagegen bei gleicher Belastung Q und vertikaler Fördertiefe H nach (20) der Querschnitt

$$q = \frac{Q}{100 - 0{\cdot}12\ H},$$

mithin der Durchmesser d_1

$$d_1 = \sqrt{\frac{4}{\pi}\,q} = 1{\cdot}13 \sqrt{\frac{Q}{100 - 0{\cdot}12\ H}},$$

daher wird

$$\frac{d_1}{d} = 0{\cdot}83 \sqrt{\frac{a\mathfrak{A} - bH}{100 - 0{\cdot}12\ H}}.$$

Setzt man nach S. 9 für 2fach gedrehte Drahtseile $b = 0{\cdot}706$, $a = 0{\cdot}718$, und nimmt $\mathfrak{A}$ gleich der halben Spannung an der Elastizitätsgrenze $= 1400$ Kil., so folgt

$$\frac{d_1}{d} = 2 \sqrt{\frac{1420 - H}{830 - H}}.$$

Aus dieser Formel, worin H in Metern einzusetzen ist, ergibt sich, dass das Verhältniss von d_1 zu d mit der Schachttiefe wächst;

für $H =$ 0 200 400$^{\text{m}}$

wird $\frac{d_1}{d} =$ 2·6 2·8 3·1.

Der geringere Durchmesser, den somit die Drahtseile erhalten, gewährt den Vortheil, dass auf einer Trommel von gegebener Breite mehr Windungen neben einander Platz finden und das Uebereinanderlegen derselben, wobei das Seil mehr leidet, nur bei grösserer Schachttiefe nothwendig wird.

Das Gewicht eines Drahtseiles ist pr. Meter Länge unter denselben Annahmen wie früher

$$k = bn\delta^2 = 0{\cdot}378\ d^2.$$

Da ferner 1 Kubikcent. getheertes Hanfseil im Durchschnitt 0·00115 Kil. wiegt, ist dessen Gewicht pr. Meter Länge

$$k_1 = \frac{d_1^2\,\pi}{4}\,100\ .\ 0{\cdot}00115 = 0{\cdot}090\ d_1^2, \text{ mithin}$$

$$\frac{k_1}{k} = 0{\cdot}238 \left(\frac{d_1}{d}\right)^2.$$

Für die obigen Schachttiefen ergibt sich

$$\frac{k_1}{k} = 1{\cdot}6 \quad 1{\cdot}9 \quad 2{\cdot}3.$$

Auch das Gewicht der Hanfseile fällt daher bedeutend grösser aus als das der Drahtseile.

Die Gesammtkosten, welche die Seile dem Bergbau verursachen, sind abhängig vom Anschaffungspreis und von der Dauer derselben. Der erstere beträgt bis zu Tiefen von 200° für ein Drahtseil nur ungefähr halb so viel als für ein Hanfseil. Die Dauer ist auch in einem und demselben Schachte, bei gleicher Förderlast und Geschwindigkeit eine sehr verschiedene. Soviel kann indessen als erwiesen betrachtet werden, dass die Gesammtauslagen für Hanfseile meistens höher, im Durchschnitt zwei bis dreimal so hoch sind als für Drahtseile.

Um die relative Güte verschiedener Seile zu ermitteln, pflegt man die Leistung eines jeden als das Produkt aus der gesammten gehobenen Last in die Fördertiefe darzustellen. Dividirt man die Seilkosten durch dieses Produkt, so ergeben sich die Kosten pr. Einheit der Leistung. Diese sind aber nicht allein massgebend für die Güte des Seiles, denn letzteres ist ausser durch die Last noch durch sein eigenes und durch das Gewicht des Fördergefässes in Anspruch genommen. Wenn ferner die Schachttiefe gering ist, wird die für eine gegebene Leistung nothwendige Zahl Aufzüge grösser, daher das Seil öfters die nachtheilige Biegung an den Körben und Scheiben erleidet; bei kleiner Fördergeschwindigkeit ist es weniger durch Stösse in Anspruch genommen, dafür länger der Grubenluft ausgesetzt.

Was die Sicherheit betrifft, so nimmt man diese bei Hanfseilen als eine grössere an, weil das Schadhaftwerden durch das Reissen einzelner Fäden bemerklich wird. Allein auch bei Drahtseilen ist die Abnahme der Festigkeit aus dem Reissen einzelner Drähte, und zwar der äusseren kenntlich, welche durch Abreiben und Rost in der Regel am meisten leiden. Nur das über dem Schurz befindliche, mit Binddraht umgebene Seilstück ist dem Auge entzogen und soll daher zeitweise nach Abnahme der Hülle untersucht werden. Stösse sind sowol den Hanf- als den Drahtseilen gefährlich.

An Biegsamkeit stehen die Drahtseile nach, daher sie grössere Seilscheibendurchmesser erfordern, und der Widerstand der Seilsteifigkeit merklicher wird.

Im Ganzen zeigen nun die Drahtseile so überwiegende Vortheile, dass sie die Hanfseile fast ganz verdrängt haben. Man benützt diese gegenwärtig nur mehr

1) bei der Förderung mit den einfachsten Haspeln, wobei sich das Seil auf einem Rundbaum von geringem Durchmesser aufwindet; allein auch hier werden Drahtseile mehr und mehr verwendet.

2) Bei der Förderung in Salzbergbauen, wo man anfänglich ein schnelleres Rosten der Drähte besorgte. Nach späteren Berichten ist jedoch diese Besorgniss ungegründet und erweisen sich sowol bei der Förderung von Soole als von Steinsalz die Drahtseile ebenso vortheilhaft wie bei anderen Bergbauen; nur ist ein öfteres, monatlich 2 bis 4 maliges Theeren derselben nothwendig, welchem das Reinigen durch süsses Wasser vorangehen muss, wenn sich Salzkrystalle am Seil ansetzen.*)

3) Beim Einlassen oder Ausfördern schwerer Maschinentheile, wozu eine besondere Winde benützt wird, deren Trommel für Drahtseile nach den gegebenen Regeln einen zu grossen Durchmesser erhalten würde. An vielen Orten scheut man sich indessen nicht, bei Friktionswinden von 0·4 bis 0·5 m Trommeldurchmesser Seile mit 3 mm Drahtstärke zu verwenden.

4) Bei Spiralkörben sind in Frankreich und Belgien noch häufig Bandseile aus Hanf oder Aloë in Verwendung, weil sie keinen grossen Aufwindungshalbmesser erfordern und daher eine vollständige Ausgleichung gestatten. Eine solche ist aber, wie später nachgewiesen, bis zu 6 oder 800m Schachttiefe auch mit Drahtbandseilen möglich, ohne dass die Biegungsspannung zu hoch steigt.**)

Ketten und Bänder.

Ketten werden aus Rundeisen (Ketteneisen) geschmiedet. Bei der gewöhnlichen Form legen sich die Glieder an der Trommeloberfläche stets um, die Aufwindung erfolgt unregelmässig. Kettenscheiben erhalten daher in der Mitte der Spur eine Rinne, in welche die Glieder, deren Ebene senkrecht zur Umdrehungsaxe steht, eingreifen; für Trommeln eignen sich besser Kettenglieder, deren Enden um 90° gegen einander verdreht sind. Die beste Auflage zeigen Ketten, bei welchen stets 1 stärkeres und zwei schwächere Glieder mit einander wechseln, welche durch Bolzen verbunden und dem Trommelumfang entsprechend ausgerundet sind.

Das Gewicht der Ketten ist bei gleicher Tragkraft bedeutend grösser als das der Seile. Die Festigkeit des Materials wird durch die Anfertigung vermindert, und die zur Axe senkrechten Theile

*) „Erfahrungen“ 1852; Oest. Zeitschrift für Berg- und Hüttenwesen, 1856, S. 14.

**) In einer Notiz in Ann. des mines, 1861, 5. Reihe, 20. Bd. S. 293 wird zu den Ursachen des noch häufigen Gebrauches der Hanfseile auch die Agitation der Fabrikanten gerechnet.

der Glieder sind auf Biegung in Anspruch genommen, so dass die Belastung pr. Quadratcentimeter des Querschnittes, welcher dem doppelten des Ketteneisens gleichkommt, nur zu 600, statt wie bei Drahtseilen zu 1400 Kil. und höher, angenommen wird. An den Berührungsstellen der Glieder reiben sich diese stark aus, was ein vorzeitiges Abwerfen der Kette nothwendig macht. Endlich ist der Bruch zu besorgen, wenn nur ein einziges von den zahlreichen Gliedern weniger gutes Material enthält oder schlecht geschweisst ist, während das Reissen einzelner Drähte eines Seiles keine wesentliche Gefahr bringt.

Die früher ziemlich viel gebrauchten Ketten werden daher gegenwärtig nur hie und da bei der geneigten Förderung, wo sich die Seile bei ungenügender Leitung stark abnützen, dann als Schurz- oder Zwieselketten zum Ersatz des untersten, starken Biegungen ausgesetzten Seilstückes und zugleich zur Verbindung mit dem Fördergefäss gebraucht.

Bänder aus Eisen werden wie Draht durch Ziehen hergestellt und ihre einzelnen Theile durch Nieten verbunden. Beim Aufwinden auf die Trommel legen sich wie bei Bandseilen die Windungen über einander. Eisenbänder lassen sich nach geschehenem Bruch leicht repariren, indem man die Enden beschneidet und wieder zusammennietet; doch sind sie nur selten, für geringe Aufzugshöhen und Lasten in Verwendung, da sie fast die gleichen Nachtheile wie die Ketten zeigen. Die Schwächung durch die verbindenden Nieten bedingt eine Vergrösserung des Querschnittes; das Reissen erfolgt plötzlich, und überdies fällt der den Ketten zukommende Vortheil der leichten Biegsamkeit weg. Bänder erfordern daher je nach ihrer Dicke einen entsprechend grossen Durchmesser der Seilscheiben und Trommeln; die Spannung sollte um so weniger die Elastizitätsgrenze erreichen, als durch die Biegung immer die gleichen Fasern am stärksten beansprucht werden.

Literatur.

Combes' Bergbaukunde, deutsch v. Hartmann, enthält u. A die genaue Beschreibung verschiedener Anfertigungsmethoden für Drahtseile. Im Freiberger Jahrbuch für den Berg- und Hüttenmann, 1841, ist ein eingehender Bericht über Versuche enthalten, welche die Drahtseile gegenüber den Hanfseilen als vorzüglicher herausstellten. Ponson im „Steinkohlenbergbau" befasst sich besonders mit Hanf- und Aloëseilen. In Reuleaux, Construktion der Maschinentheile wird bei Berechnung der Drahtseile hauptsächlich deren Verwendung zu Drahtseiltransmissionen berücksichtigt. Weisbach's Ingenieur- und Maschinen-Mechanik gibt kurze Beschreibungen und Berechnungen der Seile und mehrerer Arten von Ketten, dann vergleichende Tabellen darüber nach Versuchen der englischen Admiralität. Burat, das Material des Steinkohlenbergbaues, enthält allgemeine Regeln für die Construktion von Seilen und einige Angaben aus der Praxis. Am ausführlichsten behandelt unter eingehender Benützung der Literatur und mit Beigabe zahlreicher Tabellen die Construktion der runden Drahtseile das Lehrbuch der Tunnelbaukunst von Rziha, Berlin 1865.

Heimann's Fabrikation der Drahtseile, Dingler's p. J. 1842, 85. Bd. S. 256. Beschreibung der Anfertigung der Drahtseile von Hand im Mannsfeld'schen, Hartmann's Berg- u. hütt. Ztg., 1842, 1. Bd. S. 915. Newall's Fabrikation der Eisenbänder, Dingler's p. J. 1842, 86. Bd. S. 328. Desselben Verbesserungen in der Drahtseilfabrikation, Dingler's p. J 1844, 91. Bd. S. 11, Bergwerksfreund 1845, 8. Bd. S. 74. Hayne's flache Ketten für den Bergbau, Dingler's p. J. 1844, 94 Bd. S. 356. Parkes' flache Grubenketten, ebendas. 1845, 95. Bd. S. 8. Anfertigung der runden und flachen Drahtseile im Wormrevier bei Aachen, Hartmann's Berg- u. hütt. Ztg. 1844, 3. Bd. S 1025. Ueber die in Schemnitz verwendeten Drahtseile, Innerösterr. Ind.- u. Gewerbeblatt, 1845, Nr. 25, und Hartm. B.- u. hütt. Ztg. 1845, 4. Bd. S. 577. Detaillirte Vorschriften über das Theeren der Hanfseile, ebendas. 1847, 6. Bd. S. 772. Verwendung der Drahtseile bei Haspeln, ebendas. 1848, 7. Bd. S. 633. Hanfseilbunde am Goldberg zu Rauris, „Erfahrungen" 1851; dieselben bewährten sich auch anderorts gut, „Erfahrungen" 1856, S. 3. Verwendung der Drahtseile zur Soolenförderung, „Erfahrungen", 1852. Runde und flache Hanfseile im Becken von Commentry, Ann. des mines, 5. Reihe, 1. Bd. S. 471. In einem Aufsatz von Schmidl in der Zeitschr. des Oest. Ing.-Vereines, 1854, wird zuerst die beim Aufwinden über die Trommel entstehende Biegungsspannung berechnet, dabei jedoch fälschlich der Durchmesser des Seiles statt dem des Drahtes eingeführt. Ueber Seile, u. a. auch solche aus Gussstahl, Preuss. Zeitschrift, 1855, 2. Bd. S. 381. Drahtseile wurden zur Salzförderung auch in Wieliczka eingeführt, Oest. Zeitschr. für B. u. H., 1856, S. 14. Drahtseilbunde bei einer Seiltransmission, „Erfahrungen" 1856, S. 2. Die Aloëseile am Schachte Grand Hornu in Belgien, Ann. des mines, 1856, 5. Reihe, 10. Bd. S. 205. Ueber vergleichende Proben mit Hanf- und Draht-

seilen in Liverpool s. Revue universelle, 1858, 3. Bd. S. 597. Eiserne Förderketten mit eingesteckten Holzkeilen waren 1851 auf der Londoner-Industrie-Ausstellung exponirt; s. Preuss. Zeitschr. 1856, 3. Bd. S. 54 und 1858, 6. Bd. S. 80. Sehr ausführliche Tabellen über Dauer etc. von Draht- und Hanfseilen, Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1858, 4. Bd. S. 337 und 575. Ueber die belgischen Aloëbandseile, Preuss. Zeitschrift 1859, 7. Bd. S. 187. Detaillirte Vorschriften über die Schmiere (Theerungsmasse) für Drahtseile v. B. G. Müller, Oest. Zeitschr. f. B. u. H. 1859, S. 313. Ueber die Seile am v. d. Heydt Schachte in Ibbenbüren, Rev. univ. 1860, 7. Bd. S. 218. Ueber Seile aus Hanf, Eisen- und Stahldraht ebendas. 1860, 8. Bd. S. 35 und 245, dann 1861, 9. Bd. S. 410; die letzteren beiden Aufsätze enthalten Beschreibungen von versuchten Verbesserungsmitteln, u. A. auch Notizen über Seile aus Manganstahl. Ueber Gussstahldrahtseile s. Preuss. Zeitschrift 1860, 8. Bd. S. 190. Vorzüge der Draht- gegen Hanfseile Ann. des mines, 1861, 5. Reihe, 20. Bd. S. 293. Berechnung von Seilen ohne Rücksicht auf Biegungsspannung, Vorschlag einer neuen Einrichtung von Seiltabellen und einer geänderten Methode, die Güte eines Seiles nach dessen Leistungen zu beurtheilen, Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1861, 7. Bd. S. 347. Drahtseile (auch aus Stahl) und deren Fabrikation in England Preuss. Zeitschrift, 1862, 10. Bd. S. 83. Angaben und Vergleiche über Ketten und Seile in Cornwall, Ann. des mines 1862, 6. Reihe, 2. Bd. S. 187. Dauer von Förderseilen, Zeitschr. deutscher Ing. 1862, 6. Bd. S. 242. Versuche über Verbesserungen der Drahtseile, Freiberger B. u. h. Zeitg., 1863, 12. Bd. S. 305. Berechnung der Drahtseile von Gustav Schmidt, Jahrb. der Bergakademieen, 1863, 13. Bd. S. 209. Ein Aufsatz von Krane in der Preuss. Zeitschrift, 1864, 12. Bd. S. 243, enthält eine Berechnung der Drahtseile ohne Rücksicht auf Biegungsspannung und befasst sich sonst vorzüglich mit Bandseilen für Spiralkörbe. Die Drahtseilfabrikation in Pribram und die dabei gesammelten Erfahrungen sind sehr eingehend beschrieben von Novak im Jahrbuch der Bergakademieen 1864, 14. Bd. S. 221. Drahtseilflechtmaschine von Bedson, Pol. Centralblatt 1865, S. 1190 und Freiberger B. u. h. Zeitung 1865, S. 429. Tabellen über die Dauer etc. von Aloëbandseilen und Beschreibung eines Apparates zum Zusammennähen der Seilenden von Mattey, Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1865, 11. Bd. S. 5. Drahtseile aus der Wodley'schen Fabrik, Oest. Zeitschr. für B. u. H. 1867, S. 31. Ueber Drahtlehren von H. Thomée sen., Zeitschr. deutscher Ing. 1866, 10. Bd. S. 545 u. 611; von Karmarsch ebendas. 1867, 11. Bd. S. 409 u. f., Polyt. Centralblatt 1868, S. 520; Vergleich zwischen Draht- und Hanfseilen Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1868, 13. Bd. S. 481; Amerikanische Drahtlehre Polyt. Centralblatt 1869, S. 66; Drahtlehre von Clark, Dingler's polyt. J. 1868, 190. Bd. S. 200, von Pope ebendas., 192. Bd. S. 28; von Jarolimek ebendas. 1870, 196. Bd. S. 205 und 491; Rektifikation der Birminghamer Drahtlehre von Demselben, ebendas. S. 410; Lundborg's Verbindung von Drahtseilenden Dingler's p. J. 1869, 194. Bd. S. 415, wird von Roebling's Sons schon lange angewandt, ebendas. 1870, 195. Bd. S. 16; Seile mit abnehmender Stärke werden in Pribram versucht, „Erfahrungen" 1869, S. 4.

II. Fördergefässe und deren Bahnen.

Unter Fördergefäss versteht man den Behälter für die zu bewegende Last.

Damit die Fördergefässe durch Anstreifen an die Wände der Stollen und Strecken nicht beschädigt werden und bei der Bewegung einen geringeren Reibungswiderstand erleiden, werden sie gewöhnlich durch besonders vorgerichtete Bahnen geführt. Die Einrichtungen der Gefässe und ihrer Bahnen stehen in so viel wechselseitigem Zusammenhang, dass sie am besten unter Einem zu besprechen sind.

Die Construktion der Fördergefässe ist namentlich abhängig von der Neigung der Bahn gegen den Horizont. Die zur Bewegungsrichtung normale Componente der Schwere drückt das Gefäss an die Bahn, wodurch eine Reibung entsteht, welche bei horizontaler Bahn am grössten ist und von da an bis zur vertikalen Richtung auf Null sinkt.

Je flacher also die Bahn, desto wichtiger ist die Verminderung der Reibung; diese wird erreicht, indem man das Gefäss auf der Unterlage nicht gleiten, sondern mittelst Rädern laufen lässt, demselben also die Form eines Wagens gibt. Aus diesem Grunde stehen Wägen in der Regel bei allen Förderungsrichtungen im Gebrauch, die von der vertikalen merklich abweichen. Nur bei der Bewegung von Lasten abwärts sind die Nebenhindernisse ohne Nachtheil.

Bei vertikaler Richtung entsteht blos durch seitliche Schwankungen der Fördergefässe eine geringe Reibung, daher Räder oder Rollen selten in Verwendung sind, indem die Führung sich in diesem Falle zweckmässiger einrichten lässt.

Die Förderung erfolgt entweder nur auf gleichmässig geneigten Bahnen, z. B. durch Stollen oder Schächte allein, oder successiv auf Wegstücken von stark verschiedener Neigung, z. B. zuerst in einer Strecke und dann durch einen Schacht. Sind für diese Wege verschiedene Gefässe in Verwendung, so müssen letztere umgeladen werden; daher der ganze Transport am besten in einem und demselben Behälter erfolgt. Man kann diese Förderung eine combinirte nennen. Hiemit sind die Fördergefässe in folgende Gruppen zu scheiden:

A) zur horizontalen oder schwach geneigten Förderung allein dienend: Wägen auf Eisenbahnen;

B) zur vertikalen oder stark geneigten Förderung allein, endlich

C) zur combinirten Förderung benützt.

Unter starker Neigung ist dabei eine solche verstanden, welche 3 bis 4 Grade (0·05 bis 0·07) übersteigt, und bei der nur mehr mittelst Maschinen gefördert wird.

A. Wägen auf horizontalen oder schwach geneigten Bahnen.

Der Vortheil der Eisenbahnen gegen die besonders früher gebrauchten Holzbahnen liegt in der grösseren Dauer und dem kleineren Widerstand gegen die Wagenbewegung, welcher bei eisernen Bahnen nur ungefähr halb so gross ist als bei hölzernen.

Construktion der Bahn. Die gewöhnlichen Eisenbahnen bestehen aus zwei Haupttheilen: den Schienen und den Schwellen. Die Schienen sind Eisenstäbe, welche in zwei parallelen Linien (Strängen) angeordnet werden und auf denen die Wagenräder laufen; beide Stränge zusammen bilden das Geleise. Die Schwellen sind quer untergelegte, gewöhnlich hölzerne Balken.

Die Schienen besitzen nur stellenweise in den Schwellen eine feste Unterlage, müssen daher durch ihre relative Festigkeit dem Wagengewicht Widerstand leisten und sind nebstdem an der Oberfläche der Abnützung durch die Räder ausgesetzt. Die Schwellen hindern durch ihre breite Grundfläche das Eindrücken der Schienen in den Boden und erhalten die beiden Stränge in dem gehörigen Abstand.

Die Trennung der Bahnconstruktion in Schwellen und Schienen hat den Zweck, die ersteren aus einem billigeren Material anfertigen zu können. Aber auch wo ganz eiserne Bahnen ökonomisch vortheilhaft sind, bleibt eine solche Trennung noch zweckmässig, weil die Schienen sich abnützen und ausgewechselt werden müssen, während der stützende Theil seinen Dienst länger versieht. Man könnte noch weiter gehen und bei den Schienen den tragenden von dem der Abnützung ausgesetzten Theil sondern. Sollen jedoch beide aus Eisen bestehen, so wird die Construktion dabei zu complicirt, daher man besser der Zerstörung des Obertheiles durch entsprechende Form desselben und dadurch begegnet, dass man bei der Anfertigung an die genannte Stelle das widerstandsfähigste Material bringt.

Schwellen. Als Material für dieselben eignet sich vorzüglich Eichenholz; von weichen Hölzern besonders solche Arten, welche durch ihren Harzgehalt der Fäulniss Widerstand leisten, wie Lärchenholz. Das Imprägniren der Schwellen hat an verschiedenen Orten

abweichende Resultate geliefert und nicht viel dauernde Verwendung gefunden.

Die Schwellen der Grubenbahnen werden oft nur an der Ober- und Unterfläche behaut; sie erhalten 8 bis 25, gewöhnlich 16 bis 20 Cent. Breite und 8 bis 15 Cent. Höhe; die unter dem Zusammenstoss zweier Schienen liegenden Schwellen müssen breiter sein als die übrigen. Die Entfernung derselben von Mittel zu Mittel beträgt 0·5 bis 1^{m}.

An einigen Orten hat man behaute Steine von quadratischer Form, für jeden Schienenstrang besonders, als Schwellen verwendet; zur Befestigung der Schienen mittelst Nägeln wird in jeden Stein ein Loch gebohrt und mit einem Holzpflock ausgefüllt. Diese Schwellen sind jedoch weniger elastisch, gestatten die Bahn nicht ober der Streckensohle anzubringen und nicht rasch umzulegen.*)

Schienen. Diese werden aus Gusseisen, Schmiedeisen oder Stahl gefertigt. Die gusseisernen Schienen erhalten die aus den Fig. 39 und 40 ersichtliche Construktion. Die Schienen *s* bestehen aus horizontalen Platten mit einem vertikalen Rand, welcher die Tragfähigkeit erhöht und die Entgleisung der Wägen hindert. Die Räder *b* der letzteren haben cylindrische Kränze und laufen auf den horizontalen Theilen der Schienen. Die Befestigung auf den Schwellen erfolgt auf verschiedene Art. Nach den Fig. 39 und 40 sind an den Enden der Schienen Lappen angegossen, welche durch Nägel oder Schrauben an den Schwellen *v* befestigt werden; dabei können die Räder ohne Hinderniss über die Verbindungsstelle hinweggehen. Jede Schiene greift mit einem Vorsprung *e* in die nächstfolgende, um die seitliche Verschiebung zu hindern. Die Schwellen werden ganz in den Boden versenkt und der Raum zwischen den Schienen mit Bergen ausgefüllt.

Gusseiserne Schienen werden jedoch im Ganzen sehr wenig benützt, da sie gegen schmiedeiserne die Nachtheile eines grösseren Gewichtes, einer geringeren Sicherheit gegen Stösse und leichteren Zerstörbarkeit durch saure Grubenwässer zeigen.

Gegenwärtig sind am meisten schmiedeiserne Schienen, an mehreren Orten auch solche aus Guss- oder Bessemerstahl in Verwendung. Die zahlreichen vorkommenden Formen derselben lassen sich in folgende Gruppen sondern:

1) Vignolschienen Fig. 46, 47 und 48, nach dem Erfinder so benannt. Man unterscheidet an denselben drei Haupttheile: den

*) Preuss. Zeitschrift 1860, 8. Bd. S. 187 und 1869, 17. Bd. S. 71.

Fuss *m* Fig. 47, den Steg *n* und den Kopf *o*. Die gegen die Breite grössere Höhe des Steges, die Verlegung des Materials in den Kopf und Fuss führen bei gleicher Tragkraft auf geringeres Gewicht; die breite Oberfläche hat eine geringe Abnützung der Radkränze zur Folge, der Fuss gibt der Schiene Stabilität, endlich widersteht diese Querschnittsform auch der seitlichen Biegung, welche besonders in den Krümmungen durch die Stösse der Wagenräder entstehen kann.

Der Kopf muss wegen der Abnützung eine gewisse Höhe erhalten, wodurch dessen Breite beschränkt wird. Die Oberfläche soll eine Wölbung, deren Mittelpunkt in der Basis des Fusses genommen werden kann, erhalten, um der einseitigen Abnützung vorzubeugen. Eine ebene Kopffläche Fig. 47 gewährt nur den Vortheil, dass diese ganz in die untere von den zur Herstellung dienenden Walzen verlegt, daher besser gestaucht werden kann. Zu schlanke und gestreckte Querschnittsformen erschweren das Auswalzen.

Die Entgleisung der Räder wird bei dieser und den folgenden Arten mit Ausnahme der Winkelschienen durch Spurkränze *a* Fig. 36 verhindert.

Die Befestigung auf den Schwellen erfolgt durch Nägel mit runden Köpfen Fig. 50 oder durch Hakennägel Fig. 51. Bei Krümmungen von kleinem Halbmesser und bei starker Erschütterung, z. B. durch Maschinenförderung ist es indessen zweckmässig, wenigstens an den Verbindungsstellen guss- oder schmiedeiserne Schienenstühle anzubringen. In der einfachsten Ausführung besteht der Schienenstuhl aus einer Platte *p* Fig. 52, von welcher ein Lappen aufragt, der den Schienenfuss einerseits überdeckt. Der Stuhl ist durch zwei Nägel und zwei Haken befestigt, welche letzteren zugleich die Schienenenden niederhalten.

Noch solider wird die Befestigung, wenn man die beiden Schienenenden durch Laschen verbindet. So findet man bei der Maschinenförderung die Einrichtung Fig. 37 und 38. Die Schienenfüsse befinden sich dabei zwischen einer grösseren und zwei kleineren Platten *p q*, welche durch Schraubenbolzen mit den Schwellen verbunden werden; *l* sind die ebenfalls durch Schrauben befestigten Laschen.

Zwischen den Schienenenden soll wegen Ausdehnung durch Temperaturserhöhung ein Spielraum von 2 bis 3^{mm} bleiben.

2) Schienen ohne Fuss, welche durch Keile in Stühlen oder Einschnitten befestigt sind. Ist deren Querschnitt zur horizontalen Mittellinie symmetrisch, so können sie nach erfolgter Abnützung gewendet werden.

a) Die einfachsten darunter sind die Kantenschienen Fig. 43, von rechteckigem Querschnitt, und durch Holzkeile befestigt. Wie Fig. 53 und 54 zeigen, sind letztere an der Innenseite der Schienen angebracht, wobei die Schwellen etwas kürzer ausfallen. Bei unfester Sohle legt man an Orten, wo das Holz billig ist, noch Langunter die Querschwellen.*) Solche Bahnen können rasch umgelegt werden; dagegen nützen sich wegen der schmalen Schienen-Oberfläche die Radkränze schnell ab und werden die blos durch die Reibung festgehaltenen Schienenenden leicht locker.

b) Die zu schnelle Abnützung der Radkränze ist verhütet, wenn man der Schiene nach Fig. 67 einen Kopf gibt (Stuhlschiene), und das Ausspringen aus den Schwellen, wenn man die Stärke des Steges, von oben nach unten zunehmen, oder den Befestigungskeil in eine Einkerbung am Untertheil des Steges greifen lässt. Hingegen kann die Schiene nicht gewendet werden.

c) Der letzte Vortheil ist erreicht bei den Klumpfuss- oder doppelten Stuhlschienen Fig. 49, aus einem Steg mit zwei Köpfen an den Enden bestehend, welche indessen wegen ihrer gerundeten Formen Stühle an den Stössen erfordern.

d) Bei den *Z*schienen Fig. 44 und 45, welche sich ebenfalls wenden lassen, erhalten die Köpfe im Querschnitt gerade Begrenzungslinien, was die in Fig. 42 angegebene einfache Befestigung ermöglicht. Diese Schienen dürften daher unter den zum Wenden bestimmten die vorzüglichsten sein. Die Spurkränze der Räder laufen an der Seite *a*.

3) Brückenschienen Fig. 41 besitzen wegen ihrer breiten Basis grosse Stabilität und werden beim Walzen, welches in umgekehrter Stellung gegen Fig. 41 erfolgt, im Kopf gut gedichtet; dagegen ist das Walzen selbst bei solchen Formen schwieriger, die Stege dürfen nicht zu dünn sein, daher die Schienen ein grösseres Gewicht erhalten.

4) Winkelschienen, in der Form den gusseisernen ähnlich; eine damit hergestellte Bahn zeigen Fig. 55 und 56. Da dieselben gewalzt sind und keine Ansätze haben, werden sie durch Nägel mit versenkten Köpfen an den Schwellen befestigt. Die Kränze der Räder müssen wieder eine cylindrische Form erhalten. Der Erfahrung nach kommt bei dieser Einrichtung eine Entgleisung nicht so leicht vor als bei den anderen Schienenarten, wo die Räder Spurkränze besitzen; allein die Radkränze leiden durch das Anstreifen

*) Jahrb. der Montanlehranstalt Leoben, 1854, 4. Bd. S. 207.

an den vertikalen Rand der Schiene, auch die letztere nützt sich rasch ab, daher der horizontale Theil eine grössere Stärke erhalten muss und der Materialaufwand grösser wird. Auch bleiben auf den Schienen herabgefallene Theile der Ladung u. s. w. leichter liegen; gibt man den Radkränzen aus diesem Grunde eine geringe Breite, so leiden die Schienen mehr. Daher sind Winkelschienen nicht vortheilhaft, um so weniger, wenn sie aus Gusseisen bestehen.

Bahnen mit Längsschwellen. In holzreichen Gegenden kann es vortheilhaft sein, den tragenden Theil der Schiene von dem der Abnützung ausgesetzten zu sondern nnd aus Holz, in Form von Längsschwellen (Streckbäumen) herzustellen, welche auf den Querschwellen ruhen. Die Schienen selbst werden flach aufgelegt und erhalten einen rechteckigen oder Winkel-Querschnitt; im letzteren Falle dient die vertikale Rippe nur, um die Entgleisung zu verhüten, und müssen die Räder cylindrisch sein.

Eine Bahn mit Flachschienen, wie solche bei den Bergbauen der österreichischen Alpen noch mehrfach vorkommen, zeigen Fig. 61 und 62. Darin sind *q* die Schwellen, *l* die hochkantig gestellten Streckbäume, *s* die Schienen, welche 4 bis 6 Cent. Breite und 9 bis 18 Mill. Dicke erhalten und durch Nägel befestigt werden, da diese nach dem Abspringen der Köpfe leichter auszunehmen sind als Schrauben. Die Nägel gehen durch Ansätze *n*, um sie weiter gegen die Mitte der Langschwellen zu bringen. Der Zusammenstoss *v* zweier Schienen ist schräg und mit einer Eisenplatte unterlegt, damit die Enden nicht in das Holz eingedrückt werden.

Durch die wiederholte Einwirkung des Wagengewichtes, welches die Schiene gegen die Holzunterlage drückt und gleich darauf wieder freilässt, werden die Nägel gelockert und springen die Schienenenden leicht aus.

Einen Längsschweller mit Winkelschiene zeigt Fig. 65 im Schnitte. Da der vertikale innere Rand der Schiene geringe Dimensionen erfordert, wird das Gewicht solcher Schienen nicht viel grösser als das der Flachschienen; hingegen theilen sie die sonstigen Nachtheile der Winkelschienen.

Fig. 74 zeigt eine Bahn, bei welcher die Schienen auf einer Unterlage von 2″ starken Bohlen, und diese auf den Schwellen ruhen.*) Die Bohlen erhöhen zwar auch die Tragfähigkeit der Schienen, sind indessen vorzüglich dazu bestimmt, den letzteren eine festere Stellung

*) Preuss. Zeitschrift 1860, 8. Bd. S. 318.

zu geben. Die Schienennägel gehen durch die Bohlen bis in die Schwellen; *l* ist das zum Verkehr der Menschen dienende Gestänge.

Ganz eiserne Bahnen. An Orten, wo die Holzpreise hoch sind, kann es wieder von Vortheil sein, die Bahn nur aus Eisen herzustellen. Für den Oberbau von Lokomotivbahnen hat das genannte System schon mehrfache Anwendung und verschiedene Ausführung erhalten. Grubenbahnen dieser Art erhalten eiserne Längs- oder Querschwellen.

Fig. 57 und 58 zeigen eine Bahn mit schmiedeisernen Schwellen *v* und Kantenschienen *s*, welche durch Keile *k* zwischen Vorsprüngen der Schwellen befestigt werden; Fig. 59 und 60 eine Bahn mit gusseisernen Schwellen *v* und gewalzten, ebenfalls durch Keile *k* befestigten Winkelschienen *s*; Fig. 76 und 77*) eine Bahn mit schmiedeisernen Schwellen *v*, gusseisernen daran festgenieteten Stühlen *t* und Kantenschienen *s*, welche verkeilt und durch Verstärkung nach unten gegen Ausspringen gesichert sind. Die Räder dazu haben doppelte Spurkränze.

In den Dachschieferbrüchen zu Pennrhyn in Nordwales**) werden 12 bis 14′ lange $1^1/_2''$ starke Schienen *s* Fig. 63 aus gewalztem Rundeisen verwendet, deren abwärts gebogene Enden in Oeffnungen an den gusseisernen Schwellen *t* Fig. 64 stecken; zwischen letzteren sind die Schienen durch lange Schieferplatten gestützt. Die Wagenräder haben einfache oder doppelte Spurkränze; das Umlegen der Bahn geht dabei sehr rasch von Statten.

Fig. 73***) zeigt eine Bahn mit gusseisernen, durch Bolzen *z* verbundenen Langschwellen *v* und darauf geschobenen schmiedeisernen Schienen *s*, unter deren Köpfen hölzerne Latten liegen, um die Stösse der Wagenräder gegen die Schwellen zu mildern.

In neuerer Zeit benützt man in einer Grube bei Gelsenkirchen schmiedeiserne Querschwellen mit aufgegossenen Stühlchen.†)

Hängende Bahnen. Bei unfester Streckensohle ändert sich die Lage der Schienen, so dass häufige Nacharbeiten erforderlich sind und die Förderung wesentlich erschwert wird. Die Palmer'schen hängenden Bahnen vermeiden diesen Uebelstand. Sie bestehen aus einem einzigen Schienenstrang, der an der First befestigt wird.

*) Burat, das Material des Steinkohlenbergbaues, deutsch von Hartmann, S. 34.

**) Preuss. Zeitschrift 1862, 10. Bd. S. 58.

***) Ponson, Steinkohlenbergbau, deutsch v. Hartmann, S. 612.

†) Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Bd. S. 71.

Das Fördergefäss ist an den Axen einer oder zweier Rollen aufgehängt, die auf den Schienen laufen. Macht man das Gefäss um zwei Zapfen drehbar, so ist dasselbe durch Umkehren leicht auszustürzen. Die Schienenoberfläche bleibt stets frei von fremden Körpern. Für grössere Ladungen wird jedoch die Anlage einer solchen Bahn zu kostspielig, da die Kappen der Zimmerung grössere Dimensionen erhalten müssten; bei grösserer Geschwindigkeit werden die Schwankungen der Fördergefässe zu stark und treten auch wieder häufige Reparaturen ein. Man verwendet daher hängende Bahnen gegenwärtig nur bei der geneigten Förderung.

Dimensionen der Schienen. Bei geraden Bahnen ist es wegen geringerer Zahl Endverbindungen vortheilhaft, die Länge der Schienen so gross zu nehmen, als die bequeme Handhabung zulässt, etwa gleich $4-6^m$. Bei scharfen Krümmungen ist eine geringere Länge nothwendig, wenn man die künstliche Biegung der Schienen vermeiden will, und bei unfester Sohle zweckmässig, um bei Reparaturen ein geringeres Bahnstück aufnehmen zu müssen.

Die Querschnittsdimensionen können nach den Regeln der Festigkeitslehre berechnet werden. Jede Schiene ruht auf mehreren Schwellen $ABCD$ Fig. 68. Beim Uebergang des Wagens sind offenbar die Schienenstücke AB und CD am meisten in Anspruch genommen, weil diese an einem Ende A oder D einfach unterstützt sind. Da ferner der Einfluss der Schienen-Fortsetzung über B hinaus auf die Festigkeit von AB nicht genau zu bestimmen ist, darf man jedes Schienenende AB oder CD als einen an beiden Enden einfach unterstützten Stab betrachten.

Ein solches Schienenstück AB ist nun verschieden in Anspruch genommen, je nachdem sich darauf eben nur ein oder zwei Räder befinden. Seien l die Länge des Schienenstückes, p der Druck eines Rades gegen dasselbe, s der Axenstand (die Entfernung der beiden Radaxen). Ein einziges Rad nimmt die Schiene am stärksten in Anspruch, wenn es auf deren Mitte steht, und das statische Moment M_1 der biegenden Kraft wird in diesem Falle

$$(1) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad M_1 = \frac{pl}{4},$$

welcher Werth übrigens nur erreicht werden kann, wenn $s > 0{\cdot}5\ l$ ist.

Befinden sich dagegen nach Fig. 72 beide Räder auf der Schiene AB, so wirkt auf Bruch eines zwischen A und E im Abstand x von A gelegenen Querschnittes nur der aufwärts gerichtete Druck in A, und dessen statisches Moment m, bezogen auf C ist, wenn man noch $AE = a$ setzt,

$$m = 2p \frac{l - a - 0{\cdot}5\,s}{l}\, x = p\, x \frac{2\,l - 2\,a - s}{l}.$$

Dieser Werth wird am grössten für $x = a$, wobei sich

$$m = p\,a \frac{2\,l - 2\,a - s}{l}$$

ergibt und der gefährliche Querschnitt in E, unter dem Rad r liegt.

Nun ändert sich m auch mit a, und wird am grössten für

$$\frac{dm}{da} = \frac{p}{l}(2\,l - 2\,a - s - 2\,a) = 0,$$

und hieraus folgt

$$2l - s = 4\,a$$

$$a = \frac{2\,l - s}{4},$$

mithin der Maximalwerth M_2 von m

(2) . . $$M_2 = \frac{p}{l}\,\frac{2\,l - s}{4}\left(2\,l - s - \frac{2\,l - s}{2}\right) = \frac{p}{8\,l}(2\,l - s)^2.$$

Da beide Räder auf der Schiene stehen, gilt der obige Ausdruck nur, wenn der eingeführte Werth von a kleiner als $l - s$, d. h. wenn

$$\frac{2\,l - s}{4} < l - s$$

$$3\,s < 2\,l$$

$$s < {}^2\!/_3\, l$$

ist. Im entgegengesetzten Falle wächst m mit a und erreicht seinen grössten Werth für $a = l - s$, d. h. wenn das Rad r_1 auf der Schwelle B steht, und nur r die Schiene belastet. Dann wird aber $M_1 > M_2$, weil M_1 der grösste Werth ist, welcher bei nur einem auf der Schiene befindlichen Rad vorkommt.

Auf einen zwischen den Rädern gelegenen Querschnitt D Fig. 72 wirken der aufwärts gerichtete Druck in A, und abwärts p in E, daher, wenn man $AD = x$ setzt,

$$m = 2p \frac{l - a - 0{\cdot}5\,s}{l}\, x - p\,(x - a)$$

$$m = p\left[a + \frac{x}{l}(l - 2\,a - s)\right]$$

wird. Ist nun

$$l - 2\,a - s > 0 \text{ oder}$$

$$a < \frac{l}{2} - \frac{s}{2},$$

d. h. steht der Wagen näher an A als an B, so wächst m mit x und erreicht daher seinen grössten Werth für $x = AF$, der gefährliche Querschnitt befindet sich unter dem Rad r_1; ist dagegen

$$a > \frac{l}{2} - \frac{s}{2},$$

also der Wagen näher an B, so wächst m bei Abnahme von x, wird also am grössten für $x = AE$ und der gefährliche Querschnitt liegt unter r. Bei der Mittelstellung ist, wie leicht nachweisbar, das Schienenstück EF in allen Querschnitten gleich stark in Anspruch genommen.

Bei zwei auf der Schiene stehenden Rädern liegt also der gefährliche Querschnitt stets unter einem der letzteren, mithin ist M_2 der grösste vorkommende Werth des Biegungsmomentes; bei nur einem Rad ist derselbe gleich M_1. Nach (2) wächst M_2, wenn $\frac{s}{l}$ abnimmt; dieses Verhältniss wird selten unter $^1/_3$ sinken, in welchem Falle

$$M_2 = 0{\cdot}347\ p\,l,$$

grösser als

$$M_1 = 0{\cdot}25\ p\,l$$

wird. Wenn man also das Biegungsmoment M allgemein

$$M = {}^1/_3\ p\,l$$

annimmt, geht man mit Rücksicht auf den Umstand, dass das Schienenende nur einerseits frei aufliegt, hinreichend sicher vor.

Der Druck p ist aber $^1/_4$ des Wagengewichtes W sammt Ladung L, daher

$$(3) \quad \ldots\ldots\ldots \quad M = \frac{W + L}{12}\,l$$

zu setzen kommt.

Nach den Regeln der Festigkeitslehre wird weiter der Werth von M

$$(4) \quad \ldots\ldots\ldots \quad \frac{W + L}{12}\,l = \mathfrak{S}\,\frac{T}{e},$$

wobei $\mathfrak{S}$ den Coëfficienten der Biegungsfestigkeit, T das Trägheitsmoment des Querschnittes und e die Entfernung der am stärksten gespannten Faser von der neutralen Axe bedeuten. Die Werthe von T und e sind unten für verschiedene Schienenprofile angegeben. Der Werth $\mathfrak{S}$ kann für Schmiedeisen gleich 500 bis 700 Kil., für Bessemerstahl gleich 800 bis 1100 Kil. pr. Quadratcentimeter genommen werden, wobei die kleinen Werthe für grosse Geschwindigkeit, wie sie bei der Horizontalförderung mit Maschinen vorkommt, wegen der stärkeren daraus hervorgehenden Stösse entsprechen.

Behufs der Berechnung zeichnet man in die angenommene Querschnittsform ein theoretisches nur von horizontalen und vertikalen Linien begrenztes Profil, und setzt sämmtliche Dimensionen dem

Produkte aus einer einzigen, der Höhe h, mit einem Zahlencoëfficienten gleich, welcher sich ergibt, indem man die gemessene Dimension durch die Höhe h dividirt. Man erhält dadurch $\frac{T}{e}$ als Funktion von h^3, und kann nach Einsetzung dieses Werthes in (4) den Werth von h bestimmen, aus welchem sich mittelst der obigen Coëfficienten die sonstigen Dimensionen für den vorliegenden Fall bestimmen. Wenn sich e aus den Formeln kleiner als $\frac{h}{2}$ ergibt, hat man in den Ausdrücken für T und in (4) $h - e$ statt e zu setzen. Die Masse sind in Centimetern, die Gewichte in Kilogrammen zu verstehen. Auch für das Gewicht q pr. 1 Meter Länge in Kilogrammen sind unten die Werthe eingesetzt.

1) Bei Vignolschienen Fig. 48 ist

(5) $$e = \frac{1}{2} \frac{a h^2 + (b_1 - a) d_1^2 + (b - a) d (2h - d)}{a h + (b_1 - a) d_1 + (b - a) d}$$

(6) $$T = \tfrac{1}{3} [b_1 e^3 + b (h - e)^3 - (b_1 - a)(e - d_1)^3 - (b - a)(h - e - d)^3]$$

Bei dem in Fig. 48 in $\frac{1}{3}$ Naturgrösse dargestellten Querschnitt ist

$$b_1 = 0{\cdot}45\,h,\ a = d_1 = 0{\cdot}15\,h,\ b = 0{\cdot}8\,h,\ d = 0{\cdot}1\,h;$$

$$\frac{T}{e} = 0{\cdot}063\,h^3,\ q = 0{\cdot}22\,h^2.$$

Für die früher auf Oesterreichischen Staatsbergwerken gebrauchte Form Fig. 47 ist

$$b_1 = \frac{2}{3} h,\ a = 0{\cdot}208\,h,\ d_1 = \frac{h}{4},\ b = h,\ d = \frac{h}{6};$$

$$\frac{T}{e} = 0{\cdot}108\,h^3,\ q = 0{\cdot}36\,h^2.$$

Bei der neueren Form Fig. 46 wird

(7) $$\begin{cases} b_1 = \frac{3}{7} h,\ a = \frac{h}{7},\ d_1 = \frac{2}{7} h,\ b = \frac{6}{7} h,\ d = \frac{h}{7}; \\ \frac{T}{e} = 0{\cdot}075\,h^3,\ q = 0{\cdot}26\,h^2. \end{cases}$$

2) Für Querschnitte Fig. 49, die zu einer horizontalen und zu einer vertikalen Axe symmetrisch sind, wird

(8) $$\frac{T}{e} = \frac{1}{6h} (b h^3 - 2 g f^3).$$

Für das Profil Fig. 49 ist

$$b = 0{\cdot}283\,h,\ g = 0{\cdot}092\,h,\ f = 0{\cdot}6\,h;$$

$$\frac{T}{e} = 0{\cdot}0405\,h^3,\ q = 0{\cdot}14\,h^2.$$

3) Für Z Schienen Fig. 44 und 45 ist

(9) $$\frac{T}{e} = \frac{1}{6h}(bh^3 - gf^3).$$

Bei der Schiene Fig. 44 wird

$$b = 0{\cdot}294\ h,\ g = 0{\cdot}137\ h,\ f = 0{\cdot}686\ h;$$

$$\frac{T}{e} = 0{\cdot}0417\ h^3,\ q = 0{\cdot}18\ h^2.$$

4) Für die Kantenschiene von rechteckigem Querschnitt mit der Breite b und Höhe h wird

(10) $$\frac{T}{e} = \frac{bh^2}{6} \text{ und } q = 0{\cdot}77\ bh.$$

5) Bei einer Brückenschiene Fig. 41 ist

(11) $$e = \frac{1}{2}\,\frac{2ah^2 + (b_1 - 2a)d_1^2 + 2(b-a)d(2h-d)}{2ah + (b_1 - 2a)d_1 + 2(b-a)d}$$

(12) $$T = {}^1/_3\,[b_1 e^3 + 2b(h-e)^3 - (b_1 - 2a)(e-d_1)^3 - 2(b-a)(h-e-d)^3]$$

In Fig. 41 ist

$$b_1 = 0{\cdot}794\ h,\ d_1 = 0{\cdot}338\ h,\ a = 0{\cdot}117\ h,\ b = 0{\cdot}706\ h,\ d = 0{\cdot}206\ h;$$

$$\frac{T}{e} = 0{\cdot}145\ h^3,\ q = 0{\cdot}56\ h^2.$$

Beispiel. Es sei die Entfernung der Schwellen $l = 1^m$, das Wagengewicht $W = 300$ Kil., die Ladung $L = 800$ Kil., und nimmt man $\mathfrak{S} = 700$, so wird für die Vignolschiene Fig. 46 nach (4) und (12)

$$\frac{300 + 800}{12}\ 100 = 700\ .\ 0{\cdot}075\ h^3$$

$$h = 5{\cdot}6 \text{ Cent.}$$

und die sonstigen Dimensionen ergeben sich

$$b_1 = 2{\cdot}4,\ a = 0{\cdot}8,\ d_1 = 1{\cdot}6,\ b = 4{\cdot}8,\ d = 0{\cdot}8;$$

das Gewicht pr. Currentmeter $q = 8$ Kil.

Stellung der Schienen und Räder. Die normale Stellung eines Wagenräder-Paares in der geradlinigen Bahn zeigt Fig. 36. Die Radkränze laufen auf den Schienen, die Spurkränze a hindern die Entgleisung. Der Abstand S der äusseren Flächen der Spurkränze heisst die Spurweite, der Abstand E der Innenseiten der Schienenköpfe die Geleisweite. Damit die Spurkränze nicht fortwährend an die Schienenköpfe streifen, ist zwischen beiden ein Spielraum nothwendig, der indessen nicht zu gross sein soll, weil sonst die Wagenbewegung zu schwankend wird. Man kann bei der Mittelstellung des Wages 1 Cent. Spielraum auf jeder Seite annehmen, somit

(13) $$E = S + 2 \text{ Cent.}$$

setzen. Die Breite B der Radkränze muss so gross sein, dass wenn der Spurkranz des einen Rades an die Schiene streift, der Radkranz

des andern die zweite Schiene noch um etwa 0·7 Cent. übergreift. Ist also k die Breite des Schienenkopfes, so wird

(14) . . . $B = 2 + k + 0{\cdot}7 = k + 2{\cdot}7$ Cent.

Bei Befahrung der Krümmungen zeigen sich folgende Uebelstände:

1) Die Räder können sich zwischen den Schienen klemmen, indem deren Spurkränze nach Fig. 70 bei $e\ h\ k\ l$ an die Schienen streifen. Um dies zu vermeiden, erweitert man das Geleise um

$$w = 0{\cdot}35 \text{ bis } 0{\cdot}7 \text{ Cent.},$$

daher wenn der Wagen Krümmungen befahren soll, die Radbreite

(15) $B = k + w + 2{\cdot}7$ Cent.

zu setzen ist.

2) Besondere Nachtheile entspringen aus dem Bestreben des Wagens, sich geradlinig fortzubewegen. Aus diesem Grunde streifen ungeachtet der Geleiserweiterung die Punkte $e\,l$ Fig. 70 gegen die Schienen, wenn der Wagen sich in der Richtung des Pfeiles bewegt. Dadurch treten Stösse ein, die Widerstände gegen die Bewegung, die Abnützung der Spurkränze und Schienen werden grösser, der Wagen entgleist leichter; am meisten tritt dies bei dem Rad $e\,f$ hervor, dessen Ebene einen grösseren Winkel mit der Schiene einschliesst. Da dieser Winkel mit der Entfernung der beiden Radaxen und mit dem Spielraum zwischen Spurkränzen und Schienen wächst, so soll die Geleiserweiterung bei den Krümmungen auf das nothwendige Mass beschränkt bleiben und ist ein kleiner Axenstand zweckmässig.

Damit ferner der Wagen der Bahnkrümmung folgt, müssen die Radkränze fortwährend gegen den Krümmungsmittelpunkt zu auf den Schienen schleifen, was wieder die Abnützung der sich reibenden Flächen vermehrt. Gegen diesen und den eben früher erwähnten Nachtheil helfen folgende Mittel:

a) Man macht das Vordergestell des Wagens, d. h. die Vorderaxe nebst Rädern um eine vertikale Axe drehbar, wie bei gewöhnlichen auf Strassen bewegten Wägen üblich. Dieses Mittel nützt jedoch nur, wenn der Wagen gezogen wird, und macht dessen Construktion zu complicirt.

b) Man lässt den Rädern einen Spielraum zur seitlichen Verschiebung auf den Axen, oder diesen zur Verschiebung in den Lagern. Dadurch wird erfahrungsmässig die Zurücklegung der Krümmungen erleichtert, weil zuerst stets nur die Vorderräder verschoben werden und die Ablenkung des Wagenkastens allmälig erfolgt.

c) Die äussere Schiene wird höher gelegt. Soll dadurch der Zweck erreicht werden, so muss die gegen den Krümmungs-

mittelpunkt der Bahn gerichtete Componente des Wagengewichtes gleich der Fliehkraft mehr der Reibung zwischen Radkränzen und Schienen sein. Der Coëfficient dieser Reibung schwankt aber zwischen 0·1 und 0·35; hält man sich an den grösseren Werth, so wird die Ueberhöhung leicht zu gross und der Wagen zu sehr gegen die innere Schiene gedrängt. Man soll also die letztere, je nach der Stärke der Krümmung, nicht tiefer als 5 Cent. unter die äussere legen.

3) Nachtheilig, weil die Wagenconstruktion erschwerend, ist der Umstand, dass die auf dem äusseren und inneren Schienenstrang laufenden Räder verschiedene Wege zurücklegen müssen. Es seien Fig. 69 die Räder *ab* fest an der Axe; bei der Bewegung bis *cd* legt das innere Rad den kleineren Weg *ac*, das äussere den grösseren *bd* zurück; wenn also *a* einfach rollt, muss *b* auf der Schiene nebstdem vorwärts gleiten, und wenn *b* ohne Reibung läuft, muss *a* rückwärts schleifen.

Um diese Reibungen zu vermeiden, sind folgende Construktionen in Verwendung:

a) Man befestigt die Axen am Wagenkasten und schiebt die Räder lose auf. Jedes der letzteren kann nun die dem zurückzulegenden Weg entsprechende Zahl Umgänge beschreiben. Der wesentliche Uebelstand dieser bei Grubenwägen wol am meisten verbreiteten Einrichtung ist, dass die Naben sich ausreiben und der Wagen sammt Rädern seitlich schwankt, weil letztere eine von der vertikalen abweichende Stellung annehmen können. Auch geräth der Wagen nun selbst bei geraden Strecken zu leicht aus der Richtung, daher die Spurkränze um so öfter an die Schienen streifen.

b) Man gibt allen 4 Rädern abgesonderte Axen, die zu je zweien entweder nach Fig. 75 in den Lagern *l* oder nach Fig. 71 in der Röhre *r* laufen, wobei *l* und *r* am Wagenkasten fest zu denken sind. Da sich nun die Berührung zwischen den festen und drehbaren Theilen auf eine grössere Länge erstreckt, ist die Stellung auch bei ausgeriebenen Lagern eine solide, dagegen die Einrichtung kostspieliger und dürfte der Schmierverbrauch wenigstens bei Fig. 75 grösser sein; bei Fig. 71 werden sich die Lager stark abnützen.

c) Am zweckmässigsten ist es, gemeinschaftliche in Lagern laufende Axen für je zwei Räder zu verwenden, von den letzteren aber eines lose, das andere fest auf die Axe zu stecken. Dabei können beide verschiedene Umgangszahlen beschreiben, die Ausreibung ist jedoch nur sehr gering, weil das lose Rad sich in gleicher Richtung mit der Axe dreht, und nur bei den Krümmungen eine geringe relative Drehung eintritt. Es wird denn auch diese Anord-

nung in neuerer Zeit mit Vortheil verwendet; sie dürfte noch besser als die folgende entsprechen.

d) Diese besteht in der Anwendung conischer Radkränze. Es sei Fig. 129 $r r_1$ ein derart construirtes auf der Axe festes Räderpaar, welches aus einem geraden Bahnstück in die Krümmung einfährt; da der Wagen sich gerade fortbewegt, das Geleise aber sich erweitert, gelangt am Rad r_1 ein kleinerer Umfang zur Abwälzung als an r, wie es der geringeren Länge des inneren Schienenstranges entspricht. Damit die Räder ohne Reibung rollen, müssen die Umfangslinien, welche die Schienen berühren (die Laufkreise) in einer Kegelfläche liegen, deren Spitze in den Krümmungsmittelpunkt o der Bahn fällt, ihre Halbmesser müssen sich also wie die Krümmungshalbmesser ao und co der Schienenstränge verhalten.

Bei dieser Einrichtung wird das Anstreifen der Spurkränze auch in geraden Bahnstücken besser vermieden, denn wenn ein Rad sich der Schiene mehr nähert, läuft es auf einem grösseren Umfang, eilt dem anderen an derselben Axe befindlichen voraus und führt den Wagen wieder gegen die Bahnmitte; die Bewegung regulirt sich also selbstthätig. Allein die regelmässige Bewegung tritt nur ein, wenn ein einziges Räderpaar auf den Schienen läuft. Da nun der Wagen zwei parallele Axen ab und $a_1 b_1$ Fig. 84 besitzt, liegen die Spitzen O_1 der durch die Laufkreise gehenden Kegelflächen ausser dem Krümmungsmittelpunkt O, die Räder suchen sich längs der punktirten Kreisbögen zu bewegen, daher a und b_1 doch wieder mit den Spurkränzen streifen, beide auf dem grössten Umfang laufen und gleitende Reibung eintritt. Auch hat nun der Wagen dauernd nur zwei Stützpunkte a und b_1, daher seine Stellung keine stabile ist.

Die Verhältnisse einer Bahn mit conischen Rädern sind auf folgende Art zu ermitteln. Es seien Fig. 83 R_1 R_2 die beiden Räder, $s s_2$ die normale Stellung der Schienen in der geraden Bahn, $s s_1$ in der Krümmung, wo das äussere Rad R_2 auf dem Halbmesser r_2, R_1 auf r_1 läuft; ϱ der mittlere Halbmesser der Krümmung, und E die Geleisweite der geraden Bahn, so sind, abgesehen von der Geleiserweiterung,

$$\varrho + \frac{E}{2} = \frac{2\varrho + E}{2} \text{ und } \varrho - \frac{E}{2} = \frac{2\varrho - E}{2}$$

die Krümmungshalbmesser der äusseren und inneren Schiene und es muss dem Obigen zufolge

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{2\varrho - E}{2\varrho + E}$$

sein. Bezeichnen ε Fig. 83 die Entfernung qp und n das Verhältniss von oq zu qp, d. h die Conizität des Radkranzes, so ist

$$n = \frac{oq}{pq} = \frac{r_2 - r_1}{\varepsilon},$$

$$\varepsilon = \frac{r_2 - r_1}{n},$$

und wegen des obigen Werthes von $\frac{r_1}{r_2}$

$$\varepsilon = \frac{r_2}{n}\left(1 - \frac{2\varrho - E}{2\varrho + E}\right) = \frac{r_2}{n}\,\frac{2E}{2\varrho + E},$$

oder wenn man E gegen 2ϱ vernachlässigt und den grössten Wälzungsdurchmesser $2r_2$ gleich D setzt,

(16) $\varepsilon = \frac{DE}{2n\varrho}$.

Ist nun S die Spurweite und s der beiderseits von der Normalstellung nothwendige Spielraum, so hat man nach Fig. 83 die Geleisweite E_1 in der Krümmung

(17) $E_1 = S + \varepsilon + 2s$.

Der Spielraum s muss gross genug sein, dass das Rad auf dem Halbmesser r_2 laufen kann, ohne mit dem Spurkranz an die Schiene zu streifen. Man kann, namentlich wenn der Spurkranz nach unten von der Schiene weiter zurücktritt, $s = 0{\cdot}5$ bis 1 Cent. setzen, bei scharfen Krümmungen klein, damit die Radbreite geringer wird. Das Rad erhält nun den gegebenen Durchmesser D in der Entfernung $s + \frac{k}{2}$ vom Spurkranz, unter k die Schienenkopfbreite verstanden.

Mit Rücksicht auf die bei der geraden Bahn nöthige Geleisweite (13) erhält man die Geleiserweiterung

(18) $w_1 = E_1 - E = \varepsilon + 2s - 2$ Cent.

Wenn der Spurkranz von R_2 Fig. 83 die Schiene s berührt, muss der Radkranz von R_1 die Schiene s_1 noch um etwa 0·7 Cent. übergreifen; denkt man sich die Räder in diese Stellung gebracht, so ergibt sich die Breite B des Radkranzes

$$B = E_1 - S + k + 0{\cdot}7$$

oder wegen (17)

(19) $B = \varepsilon + 2s + k + 0{\cdot}7$ Cent.

Die Radbreite B soll nicht zu gross sein, da sonst die Räder schwer ausfallen und ihre Verbindung mit den Axen durch die Stösse gegen die Schienen leichter gelockert wird. Man muss daher bei starken Krümmungen ε herabzusetzen trachten, was nach (16)

durch eine starke Conizität n erreicht werden kann; dabei werden aber die Schienen keilartig aus einander gedrückt, daher n nicht grösser als $^1/_5$ zu nehmen ist.

Bei Berechnung der Radbreite B nach (19) ist für ε der Werth zu setzen, der sich aus (16) für die stärkste vorkommende Bahnkrümmung, d. h. für den kleinsten Werth von ϱ ergibt; die Geleiserweiterungen sind dagegen nach (18) mit Hilfe von (16) für die einzelnen Krümmungen abgesondert zu berechnen.

Wenn nur einzelne, besonders scharfe Krümmungen vorkommen, kann man die Geleiserweiterung für dieselben, daher die Radbreite beliebig herabsetzen, indem man die Conizität des Radkranzes entweder in der Nähe des Spurkranzes oder an der anderen Seite grösser werden lässt. Die letztere Einrichtung ist vortheilhafter, weil das Rad dann nur bei den stärksten Krümmungen, wo das Geleise genügend erweitert ist, auf dem stark conischen Theil laufen kann, der die innere Schienenkante allein berührt und mehr abnützt, auch die Schienen mehr aus einander drückt, mithin eine solide Befestigung derselben nothwendig macht.

Die Schienen müssen für conische Räder entweder geneigt befestigt oder an der Oberfläche entsprechend abgeschrägt werden; das letztere ist weniger zu empfehlen, weil sich dabei ein Seitendruck ergibt, der die Schiene umzukippen sucht.

Krümmungshalbmesser und Geleisweite. Sämmtliche oben besprochene Nachtheile nehmen zu, wenn der Bahnhalbmesser gering, und mehrere derselben, wenn die Geleisweite gross ist, da im letzteren Falle der Unterschied zwischen den Wegen ac und bd Fig. 69, welche die äusseren und inneren Räder zurücklegen müssen, zunimmt.

Im Allgemeinen ist daher eine kleine Geleisweite zweckmässig. Man findet dieselbe gleich 40 bis 80 Cent., meist zwischen 50 und 70 Cent. genommen.

Dagegen soll der Krümmungshalbmesser ϱ möglichst gross sein. Bei Tag- und solchen Grubenbahnen, für welche die Strecken erst angelegt werden, ist es zu empfehlen, ϱ nicht unter 40^m zu nehmen. Bei bereits vorhandenen Strecken ist man genöthigt, auf 20 und selbst 10^m Halbmesser herabzugehen; noch schärfere Krümmungen sind besser durch die unten besprochenen Wendeplatten zum Drehen der Wägen zu ersetzen.

Verbindung zusammentreffender Bahnen. In Bezug auf den Zusammenstoss der Bahnen sind drei Fälle zu unterscheiden: Kreuzung, wobei kein Uebergang der Wägen von einer auf die

andere Bahn vorkommt; Abzweigung mittelst Krümmungen, wo die Bahnen tangential in einander übergehen, und Zusammenstoss unter einem Winkel.

1) Die Kreuzung zweier Bahnen wird nach Fig. 66 ausgeführt. Innerhalb der Geleise sind Schienenstücke *a* eingelegt, deren Enden bei *de* so viel Zwischenraum lassen, dass die Spurkränze der auf einem Schienenstrang befindlichen Räder durchlaufen können, wenn auch der Wagen am weitesten von seiner Mittelstellung im Geleise entfernt ist.

Es ist indessen zweckmässig, die genannten Abstände möglichst gering zu halten, und dann kann z. B. das linkseitige Vorderrad eines von *A* gegen *B* laufenden Wagens mit dem Spurkranz bei *d* an die Schiene *a* streifen. Wenn ferner die Kreuzung unter einem spitzen Winkel erfolgt, kann der Spurkranz desselben Rades in den Zwischenraum *n* statt *o* einfahren, was die Entgleisung des Wagens zur Folge hat. Um dies zu vermeiden, versieht man die Schienen *a* mit Ansatzstücken und legt besondere sogenannte Zwangschienen ein, wie bei der in Fig. 78. skizzirten Kreuzung. Die Zwangschienen *g* hindern die Entgleisung, weil die Spurkränze der Räder zwischen ihnen und den Hauptschienen verbleiben, die Ansätze *h* den Stoss der Spurkränze gegen die Enden der Einlagstücke *a*. Diese Bestandtheile sind, wenigstens bei der Förderung mit Pferden oder mit Seil, in der aus der Figur ersichtlichen Vertheilung nothwendig, um die ungehinderte Befahrung beider Bahnen nach beiden Richtungen zu ermöglichen.

Die Entgleisung ist jedoch an den Stellen *AB* um so weniger sicher verhütet, je weniger beide Bahnrichtungen divergiren, daher Kreuzungen unter sehr spitzen Winkeln zu meiden sind. Bei *ABCD* werden am besten Gusseisen- oder Stahlplatten mit Vorsprüngen an der Oberfläche angebracht, welche die Leitschienen *h* und die nebenliegenden Theile der Hauptschienen ersetzen, deren Fortsetzung sich an die eingelegten Platten anschliesst. Diese Vorsprünge können einfach rechteckigen Querschnitt erhalten. Die Spitzen, in welche dieselben auslaufen, leiden zwar nicht so sehr, als es den Anschein hat, weil die breiten Radkränze beim Ueberfahren derselben noch durch die Hauptschienen gestützt werden; doch sind die Kreuzungspunkte stark in Anspruch genommen und daher wie oben angegeben, die eingelegten Platten aus einem der Abnützung gut widerstehenden Material zu fertigen. Dieselben müssen durch Schwellen die gehörige Stütze erhalten. Die bei *CD* befindlichen Platten führen den Namen Herzstücke.

2) Die Abzweigung mit Krümmung kommt beim Zusammentreffen selbstständiger Bahnen und bei den Ausweichplätzen, wo die Hauptbahn auf eine gewisse Strecke in zwei parallele Geleise getheilt ist, welche den sich begegnenden Wägen das Vorüberfahren gestatten, endlich dann vor, wenn zwischen parallelen Geleisen eine Verbindung herzustellen ist. Solche Abzweigungen heissen auch Weichen.

Werden die Wägen von Menschen gestossen oder von Pferden gezogen, so kann man eine ähnliche Einrichtung wie bei den Kreuzungen treffen, indem man nach Fig. 79 Schienenstücke *a* mit abgeschrägten Enden am Zusammenstoss der Geleise *A*, *B* und *C* einlegt. Es hat keine Schwierigkeit, die Wägen, welche gestossen werden, so zu dirigiren, dass dieselben von *A* nach *B* oder *C* gelangen; es genügt dazu, den Wagenkasten, der doch stets bedeutend länger ist als die Entfernung der Radaxen, so weit zu drehen, als es der Spielraum der Räder zwischen den Schienen gestattet. Bei *bcd* sind wieder am besten Gussplatten einzulegen.

Fig. 79 ist die Weiche eines Ausweichplatzes; Fig. 89 stellt die Weiche bei der Abzweigung einer Bahn *B* von der Hauptbahn *A* dar.

Die Einlagschienen *a* Fig. 79 werden mitunter ganz weggelassen und statt derselben eiserne Platten *cd* Fig. 80 angebracht, welche den ganzen Raum zwischen den Schienen einnehmen, und deren Oberfläche um etwas weniger als die Spurkranzhöhe unter der Schienenoberfläche liegt, so dass die Wägen mit den Spurkränzen auf den Platten laufen. Die letzteren bestehen entweder aus Gusseisen und werden dann an den Rändern sowie bei *e* mit Vorsprüngen von rechteckigem Querschnitt versehen, welche in der Fortsetzung der Schienen liegen, jedoch nur die Entgleisung zu verhüten bestimmt sind; oder aus Blech z. B. von alten Dampfkesseln. Blechplatten besitzen grössere Sicherheit gegen den Bruch durch Stösse, und eignen sich daher besonders für die Förderung mit Pferden; sie erhalten dann eine Unterlage von Pfosten, die auf den Schwellen ruhen. Bei entsprechender Richtung der Zug- oder Druckkraft ist wieder das Einfahren aus der Hauptbahn in jede der Zweigbahnen leicht ausführbar.

Die beschriebenen Einrichtungen entsprechen, zum mindesten für die unter Tags gelegenen Bahnen, besser als die Weichen mit beweglichen Zungen (d. h. beweglichen Schienenstücken), welche das sicherste Einfahren des Wagens in das richtige Geleise gestatten, jedoch in der Grube leichter untauglich werden. Bei Bewegung der Wägen durch Seile dagegen sind solche Zungen nothwendig, weil die Richtung der bewegenden Kraft nicht in der Art abgeändert

werden kann, wie es für das Einfahren des Wagens in das richtige Geleise nothwendig ist. Die Weichen mit drehbaren Zungen erhalten verschiedene Einrichtung, jenachdem die Wägen von der Hauptbahn in eine beliebige, oder immer nur in dieselbe Zweigbahn einfahren und von der anderen wieder auf die Hauptbahn zurücklaufen sollen.

Im ersten Falle werden zwei Zungen zz_1 Fig. 81 erfordert, welche bei a um Bolzen drehbar sind, die entweder unmittelbar an der Schwelle oder auf einer Gusseisenplatte befestigt werden; ein Aufsatz der letzteren bildet dann zugleich das Ende der spitz zulaufenden inneren Schienen. Am anderen Ende sind die Zungen zz_1 derart zugeschärft, dass sie sich genau passend an die inneren Schienenflächen anlegen können, und ruhen auf Unterlagsplatten bc. Soll nun der Wagen aus der Hauptbahn A nach C laufen, so werden die Zungen so weit gedreht, dass z_1 sich bei b an die Schiene legt, und z von c absteht; bei entgegengesetzter Stellung ist die Verbindung zwischen A und B hergestellt. Die Zwangschienen gg_1 verhüten die Entgleisung.

Die Drehzapfen bei a können auch an den Zungen fest sein und in Vertiefungen der Unterlagsplatte greifen; die Zungen werden dann bei a durch Hakennägel, welche etwas Spielraum für die Drehung lassen, gegen Aufheben gesichert.

Die Bewegung der Zungen erfolgt, wie der Vertikalschnitt Fig. 82 zeigt, durch den Handhebel h und die Zugstangen ab, welche mit Zapfen in Verbindung stehen, die sich an der Unterseite der Zungen z befinden. Die Stangen ab werden auch durch die Zungen selbst gesteckt und durch Schraubenmuttern damit verbunden, wobei in a und b die wegen der Drehung nothwendigen Gelenke einzuschalten sind. Um ferner den Hebel in seiner jeweiligen Stellung festzuhalten, kann an demselben ober dem Drehpunkt ein Gewicht befestigt werden.

Haben die Krümmungen einen grösseren Halbmesser, so werden die beweglichen Zungen zu lang, man kann daher nach Fig. 86 feste Schienenstücke e einlegen, und nur deren Enden z drehbar machen; die Verschiebung der Zungen erfolgt mittelst des Handhebels h; g sind die Zwangschienen.

Zungen mit spitz zulaufenden Enden können ferner bei nicht zu kleinem Krümmungshalbmesser ganz vermieden werden, wenn man nach Fig. 87 die Drehpunkte o derselben in die Schienenstränge der Hauptbahn A legt. Bei der gezeichneten Stellung können die Wägen nur zwischen A und B verkehren; dreht man die Zungen rechts, so ist die Verbindung zwischen A und C hergestellt.

Solche Weichen heissen offene im Gegensatz zu den vorigen, die den Namen Zungenweichen führen. Sie zeigen den Nachtheil, dass bei unrichtiger Stellung derselben eine Entgleisung stattfinden muss, wenn der Wagen aus einem der Zweig- in das Hauptgeleise einfährt, während in Fig. 86 ein von *C* gegen *A* bewegter Wagen bei der angegebenen Weichenstellung entweder stehen bleiben oder die Zungen mittelst der Spurkränze beiseite schieben kann. Man hat zwar für offene Weichen Sicherheitsvorrichtungen, welche ebenfalls die Entgleisung verhüten sollen*), doch wird die Einrichtung dadurch complicirter, daher solche Weichen nur wenig im Gebrauch stehen.

Wenn die am Seil hängenden Wägen, wie es bei den Ausweichplätzen vorkommt, aus dem Hauptgeleise *A* Fig. 88 stets nur auf eine der Zweigbahnen *C*, und von *B* nach *A* laufen, so ist nur eine bewegliche Zunge *z* nothwendig, statt der anderen kann ein festes Einlagstück *a* angebracht werden. Soll der Wagen von *A* nach *C* fahren, so muss das Zungenende anliegen, bei Beweung von *B* nach *A* muss es abstehen. Man construirt diese Weichen auch selbstthätig, indem die Zunge *z* Fig. 85 durch die Stange *a* mit dem Winkelhebel *b* verbunden wird. Ein Gewicht *n* drückt das Zungenende *z* an die Schiene *s*; der von *B* nach *A* Fig. 88 laufende Wagen schiebt die Zunge zur Seite, welche sich danach wieder an die Schiene legt. Zum gleichen Zweck benützt man auch Federn *f* Fig. 88 und Gummibänder. Selbstthätige Weichen erfordern keine Bedienung, versagen aber in der Grube zuweilen den Dienst.

Eine Einrichtung zur Verschiebung der Wägen auf ein Parallelgeleise ist bei den Anschlagplätzen der geneigten Förderung beschrieben; früher hat man dazu öfters Schiebebühnen benützt, welche auf einem zur Förderbahn senkrechten vertieften Geleise beweglich und an der Oberfläche mit Schienen versehen sind, welche die Fortsetzung der Hauptbahn bilden; gegenwärtig sind sie grösstentheils ausser Gebrauch gekommen.

Die Länge, parallel zur Bahnaxe gemessen, welche eine Weiche in Anspruch nimmt, ergibt sich auf folgende Art. Die Krümmung der Bahnaxe *mn* Fig. 91 kann aus zwei Kreisbögen zusammengesetzt werden, deren Mittelpunkte in O und O_1 liegen und deren Halbmesser ϱ gewählt wird. Ist nun l die Länge der Weiche, E die Geleisweite und e der wegen Begegnung der Wägen nothwendige

*) Sicherheitsweiche aus Gruson's Fabrik, Berggeist 1865, Nr. 25; amerikanische Sicherheitsweiche, Zeitschr. deutscher Ing. 1869, 13. Bd. S. 258.

Spielraum zwischen den Geleisen, so ergibt sich aus dem rechtwinkligen Dreieck, dessen Spitze in O_1 liegt,

$$\frac{l}{2} = \sqrt{\varrho^2 - \left(\varrho - \frac{E+e}{4}\right)^2} = \sqrt{\frac{\varrho\,(E+e)}{2} - \left(\frac{E+e}{4}\right)^2}$$

$$l = \frac{1}{2}\sqrt{(E+e)\,(8\,\varrho - E - e)}.$$

Da $E + e$ gegen $8\,\varrho$ verschwindet, kann man auch setzen

(20) $l = \sqrt{2\,\varrho\,(E+e)}$.

Diese Länge doppelt genommen, mehr der für die Wägen nothwendigen Länge des geraden Doppelgeleises gibt die Länge des ganzen Ausweichplatzes.

3) Die Verbindung zweier oder mehrerer unter Winkeln zusammentreffender Bahnen ist am besten durch Wendeplatten herzustellen, welche besonders am Tagkranz und den Füllörtern der Förderschächte, an den Sturzplätzen u. s. w. in Verwendung stehen. Beispiele für deren Construktion geben die Fig. 90 und 92. Die Platten sind an den Rändern mit Leisten ef versehen, die Wagenräder laufen wie bei Fig. 80 auf den Spurkränzen, es liegt daher die Oberfläche der Platten in gleicher Höhe mit dem unteren Rand der Spurkränze eines auf den Schienen stehenden Wagens. Die Leisten f dürfen, wenn sie nach Fig. 90 in der Verlängerung der Geleisschienen liegen, nicht höher sein als die Spurkränze, um das Auffahren der Radkränze zu gestatten; die nur zur Führung dienenden Leisten e können etwas grössere Höhe erhalten. Die Schienenenden stehen entweder nach Fig. 90 stumpf gegen die Platten, was einfacher ist, oder sie werden nach Fig. 92 in Einschnitten verkeilt.

Man setzt die Wendeplatten auch aus Stücken von nur 0·2 Quadratmeter Fläche und 1 Cent. Stärke zusammen, und legt sie auf ein Bett von hydraulischem Mörtel.

Die Drehung der Wägen ist ungeachtet der Reibung nicht schwer auszuführen, wenn die Länge des Wagenkastens im Vergleich zum Axenstand nicht zu klein ist. Die Wendeplatten ersparen die Krümmungen, deren Anlage oft kostspieliger wird und keine so bequeme Ueberführung der Wägen gestattet.

Nebstdem werden auch Drehscheiben benützt. Dies sind runde mit einem Schienengeleise versehene und um eine vertikale Axe drehbare Platten; der Wagen wird von der einen Bahn auf die Schienen der Drehscheibe gestossen und diese so weit gedreht, bis der Wagen auf das andere Geleise übergeführt werden kann.

Die Drehscheibe befindet sich an der Streckensohle in einer Vertiefung. In der letzteren sammeln sich Unreinigkeiten und Wasser. der Apparat wird bald abgenützt und unbrauchbar, daher Drehscheiben in der Grube nicht zu empfehlen und auch wenig verwendet sind.

Zugkraft für die Wägen und Neigung der Bahnen. Die folgende Berechnung der Widerstände, welche der Wagenbewegung auf der Eisenbahn entgegenwirken, hat mehr den Zweck, Bedingungen für eine gute Construktion der Wägen abzuleiten, als die wahre Grösse der Zugkraft zu ermitteln, welche wegen der Unregelmässigkeit der Bewegungshindernisse, besonders bei Krümmungen, wegen der Abhängigkeit der Reibungscoëfficienten vom Zustande der sich reibenden Flächen, endlich bei Strecken mit unfester Sohle wegen des veränderlichen Neigungswinkels der Bahn sehr verschieden ausfallen kann.

Die Zugkraft Z zur Aufwärtsbewegung eines Wagens besteht aus drei Haupttheilen z_1, z_2 und z_3, von welchen z_1 auf die relative Schwere, z_2 auf die Reibung der Axen in den Lagern oder in den Naben der (losen) Räder und z_3 auf die rollende (wälzende) Reibung der Räder auf den Schienen entfallen. Der Luftwiderstand kann vernachlässigt werden, die gleitenden Reibungen der Rad- und Spurkränze an den Schienen sind nicht wohl durch Rechnung zu bestimmen und besser durch entsprechende Annahme der Zahlencoëfficienten in den Werthen von z_2 und z_3 zu berücksichtigen, daher man

(21) $Z = z_1 + z_2 + z_3$

setzen kann.

Ist α der Neigungswinkel der Bahn, W das Wagengewicht und L die Förderlast, so hat man

(22) $z_1 = (W + L) \sin \alpha.$

Die Axenreibung ist das Produkt aus dem Druck in den Reibungscoëfficienten f. Bezeichnet w das Gewicht des Wagens ohne Räder, so ist der Gesammtdruck auf die Axen die Resultirende aus $w + L$ und der Zugkraft Z. Bei kleiner Bahnneigung α ist nun der obige Druck sehr wenig von $w + L$ verschieden, bei starker verschwinden die sonstigen Hindernisse gegen die relative Schwere, man kann daher, ohne merklich zu fehlen, die am Umfang der Axen wirkende Reibung gleich

$$f\,(w + L)$$

setzen. Ist ferner d der Axen- und D der Raddurchmesser, so ergibt sich die bei einer Umdrehung des Rades consumirte Arbeit gleich

$$f\,(w + L)\,\pi d,$$

und da der Wagen gleichzeitig den Weg πD zurücklegt, ist die von der Zugkraft produzirte Arbeit $z_2 \pi D$; beide Arbeiten sind aber gleich, daher hat man

$$z_2 \pi D = f(w + L) \pi d,$$

$$(23) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad z_2 = f(w + L) \frac{d}{D}.$$

Der Wälzungswiderstand z_3 rührt daher, dass die Radumfänge sich in die Schienenoberfläche etwas eindrücken und die dazu nothwendige Arbeit nicht vollständig wieder zurückgegeben wird; man nimmt denselben dem Druck zwischen Schienen und Rädern direkt, dem Durchmesser der letzteren verkehrt proportional, d. h. man setzt

$$(24) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad z_3 = \frac{f_1}{D}(W + L),$$

worin f_1 ein durch Versuche bestimmter, der sogenannte Coëfficient der rollenden Reibung ist, dessen numerischer Werth sich nach der Masseinheit richtet, in welcher D ausgedrückt wird. Man kann daher wegen (21) bis (24)

$$(25) \quad . \quad Z = (W + L)\left(\sin \alpha + \frac{f_1}{D}\right) + (w + L) f \frac{d}{D}$$

setzen.

Ist der Wagen abwärts zu ziehen, so wirkt die relative Schwere förderlich, daher z_1 negativ zu setzen kommt, wodurch sich

$$(26) \quad . \quad Z_1 = (W + L)\left(\frac{f_1}{D} - \sin \alpha\right) + (w + L) f \frac{d}{D}$$

ergibt. Für die ebene Bahn wird

$$(27) \quad . \; . \quad Z_2 = (W + L)\frac{f_1}{D} + (w + L) f \frac{d}{D},$$

und für eine stark geneigte können die Nebenwiderstände gegen die relative Schwere vernachlässigt werden, daher hat man in diesem Falle

$$(28) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad Z_3 = (W + L) \sin \alpha.$$

Die Zugkraft für einen leeren Wagen endlich ergibt sich, wenn man in den entwickelten Formeln $L = 0$ setzt. Bei geringem Gefälle kann statt $\sin \alpha$ auch $\tang \alpha$, d. h. die Steigung auf die Länge 1 eingesetzt werden.

In allen Fällen zeigt sich, dass die Zugkraft vermindert wird, wenn der Raddurchmesser D gross und der Zapfendurchmesser d im Verhältniss zu D klein ist.

Für die Coëfficienten f und f_1 werden folgende Werthe angegeben: $f_1 = 0{\cdot}11$ für D in Centimetern; $f = 0{\cdot}054$ bei ununterbrochen geschmierten Zapfen und $f = 0{\cdot}07$ bis $0{\cdot}08$ bei periodischer

Schmierung. Da bei der bergmännischen Förderung meistens der letztere Fall eintritt und die Formeln für die Zugkraft einige von den Nebenhindernissen der Bewegung nicht berücksichtigen, muss man, um der Wirklichkeit entsprechende Werthe von Z zu erhalten,

$$(29) \quad \ldots \quad \begin{cases} f_1 = 0{\cdot}11 \text{ bis } 0{\cdot}17 \text{ für } D \text{ in Cent.,} \\ f = 0{\cdot}08 \text{ bis } 0{\cdot}12 \end{cases}$$

setzen; die kleineren Werthe entsprechen bei Tagbahnen und Wägen, welche nur auf diesen verkehren, weil die Einrichtungen hier besser im Stand gehalten werden können.

Sollten die Radzapfen, was auf keinen Fall zu empfehlen ist, nicht abgedreht sein, so wäre f um die Hälfte grösser zu nehmen.

Bei Krümmungen bis 20^{m} Halbmesser herab steigt die Zugkraft der Wägen erfahrungsmässig bis um $^1/_3$ der obigen Werthe.

Beispiel. Sei $d = 4$ Cent., $D = 40$ Cent., $L = 600$ Kil., $W = 250$ Kil., $w = 150$ Kil., das Gefälle $tang\ \alpha = 0{\cdot}006$, so kann auch $sin\ \alpha = 0{\cdot}006$ gesetzt werden, und nimmt man $f = 0{\cdot}12$, $f_1 = 0{\cdot}17$, so wird die Zugkraft für den

vollen Wagen	aufwärts	Z	$= 11{\cdot}22$	Kil.
leeren „	„		$= 4{\cdot}80$	„
vollen „	abwärts	Z_1	$= 1{\cdot}02$	„
leeren „	„		$= 1{\cdot}80$	„

In der wirklichen Ausführung werden die Bahnen meist gegen die Seite, nach welcher die vollen Wägen fahren, abwärts geneigt, daher die leeren aufwärts zu bewegen sind. Man kann nun die Neigung bestimmen, bei welcher zu beiden Bewegungen der gleiche Druck nothwendig ist. Die Zugkraft für den leeren Wagen aufwärts ist nach (25)

$$Z = W\left(sin\ \alpha + \frac{f_1}{D}\right) + wf\,\frac{d}{D},$$

die für den vollen Wagen abwärts nach (26)

$$Z_1 = (W + L)\left(\frac{f_1}{D} - sin\ \alpha\right) + (w + L)f\,\frac{d}{D}.$$

Setzt man beide Werthe gleich, so ergibt sich nach entsprechender Reduktion

$$(2\,W + L)\ sin\ \alpha - L\,\frac{f_1}{D} - Lf\,\frac{d}{D} = 0,$$

daher die entsprechende Bahnneigung $tang\ \alpha$, welche gleich $sin\ \alpha$ gesetzt werden darf

$$(30) \quad \ldots\ldots \quad tang\ \alpha = \frac{L}{2\,W + L}\,\frac{fd + f_1}{D}.$$

Desgleichen lässt sich das Gefälle $tang\ \alpha_1$ bestimmen, bei welchem der volle Wagen durch sein Eigengewicht abwärts rollt.

Das letztere ist offenbar der Fall, wenn $Z_1 = 0$ ist; hiefür ergibt sich aus (26)

$$(31) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad tang\ \alpha_1 = \frac{w + L}{W + L} f \frac{d}{D} + \frac{f_1}{D}.$$

Beispiel. Unter den Annahmen des vorigen Beispieles ergibt sich $tang\ \alpha = 0{\cdot}0088$, $tang\ \alpha_1 = 0{\cdot}0146$.

Was nun die Wahl des Bahngefälles betrifft, so ist bei der Maschinenförderung, wenn abwechselnd nur leere oder volle Wägen bewegt werden, eine gleiche Zugkraft nach beiden Richtungen insoferne vortheilhaft, als die Maschine die geringste Stärke erfordert; dagegen produzirt die Schwere der niedergehenden Förderlast eine um so grössere Arbeit, und ist mithin die von der Maschine zu leistende um so kleiner, je grössere Neigung die Bahn besitzt. Den Hauptwiderstand bei der maschinellen Förderung verursacht übrigens meist die Seilleitung.

Für Menschen ist behufs Erzielung der grössten Leistung der Wechsel zwischen grösserer und geringerer Anstrengung vortheilhaft, man gibt daher den Bahnen ein Gefälle gleich 0·01 bis 0·02, so dass der Wagen selbstthätig abwärts rollt, wobei der Förderer nachgeht oder sich selbst auf den Wagen stellt und mittelst einer Bremse die Bewegung regulirt. Bei Förderungen über 150—200^0 wird es, ausgenommen wenn der Förderer am Wagen stehen kann, vortheilhaft, die Zugkraft gleichförmiger zu vertheilen, da sonst die Aufwärtsbewegung des leeren Wagens über die lange Strecke zu ermüdend ist. Häufig stellt sich in diesem Falle der Betrieb durch Pferde als ökonomisch heraus, für welche ebenfalls eine gleichmässigere Vertheilung der Anstrengung, daher ein Gefälle zweckmässig ist, bei dem Auf- und Niedergang ungefähr dieselbe Zugkraft verlangen, und welches 0·005 bis 0·010 beträgt.

Oft nehmen die Lagerungsverhältnisse des zu gewinnenden Minerals und die Abbaumethode Einfluss auf das den Strecken und Bahnen zu ertheilende Gefälle. Das letztere soll indessen nie über 0·05 bis 0·06 steigen, weil sonst der Aufgang der leeren Wägen zu viel Kraft erfordert, letztere nur ein geringes Gewicht und Fassungsvermögen erhalten können. Vortheilhaft ist der Erfahrung zufolge eine möglichst gleichförmige Bahnneigung.

Grösse der Ladung und Geschwindigkeit, Leistung bei der Förderung. Die Leistung pr. Sekunde bei der Förderung im mechanischen Sinne des Wortes ist das Produkt aus der Zugkraft und der Geschwindigkeit, und multiplizirt man dieses Produkt mit der nach Abschlag der Pausen sich ergebenden, in Sekunden

ausgedrückten Arbeitsdauer pr. Tag, so ergibt sich die Gesammtleistung pr. Tag.

Prinzipiell ist es nun vortheilhaft, bei der Förderung durch thierische oder Menschenkraft die Geschwindigkeit klein, die Zugkraft, daher die Förderlast gross anzunehmen, weil dann bei Bewegung einer bestimmten Menge der Förderweg weniger oft zurückzulegen, zur Fortschaffung des Eigengewichtes des Menschen oder Zugthieres eine kleinere Arbeit nothwendig ist. Allein die Steigerung der Last hat wegen zu grosser Anstrengung ihre Grenze, bei deren Ueberschreitung die Gesammtleistung wieder sinkt. Die Arbeitsdauer pr. Tag darf ebenfalls nicht zu hoch steigen, ohne nachtheilig auf den menschlichen oder thierischen Organismus zu wirken.

Die ganze Arbeitszeit pr. Tag wird gewöhnlich zu 8 Stunden angenommen. Die grösste Leistung von 5 bis 7 Kil. Meter erzielt der Arbeiter dabei, wenn die Fördergeschwindigkeit $0{\cdot}5$ bis $0{\cdot}8^{m}$ beträgt. Geht der leere Wagen durch sein Eigengewicht abwärts, so ist die Geschwindigkeit $0{\cdot}6$ bis $1{\cdot}2^{m}$; sie steigt, wenn der Förderer am Wagen steht, auf 2 und bei gut eingerichteter Bahn mit wenig Krümmungen selbst auf 3^{m}.

Hat man die Leistung pr. Sekunde und die Geschwindigkeit angenommen, so ergibt sich, indem man erstere durch letztere dividirt, die Zugkraft, aus welcher die Ladung ermittelt werden kann. Setzt man nämlich in der Formel (25) für Z die gefundene Zugkraft, ferner $L = 0$, da der Wagen leer aufwärts zu bewegen ist, w gleich einem aliquoten Theil des ganzen Wagengewichtes W, für d und D vorläufig geschätzte Werthe, so bleibt in der Gleichung nur W unbekannt und kann bestimmt werden; da nun W zur Ladung L in einem gewissen Verhältniss steht, ergibt sich auch L.

Die Verhältnisse von w zu W und von W zu L sind nach der Wagenconstruktion verschieden; man kann im grossen Durchschnitt

$$W = 0{\cdot}45\, L \text{ und}$$

$$w = 0{\cdot}55\, W = 0{\cdot}248\, L$$

setzen. Das Verhältniss zwischen W und L ist nicht stark abhängig vom spezifischen Gewichte der Ladung, denn wenn dieses grösser ist, erfordert der Wagen eine solidere Construktion, mithin ein grösseres Gewicht; es steigen daher zugleich L und W.

Die angegebene Berechnung der Ladung L ist jedoch wegen Unsicherheit der vorkommenden Zahlencoëfficienten nicht verlässlich, daher man sich besser an die Erfahrung hält.*)

*) Zahlreiche Beobachtungen darüber sind zusammengestellt in Ržihas' Tunnelbaukunst, 3. Liefg. 11. Kapitel.

Bei grosser Förderlast und grossem Volum des Wagenkastens wird letzterer, wenn der Streckenquerschnitt beschränkt ist, zu lang die Schienen müssen dabei stärker sein, die Drehung der Wägen auf den Wendeplatten ist erschwert, auch verursacht die Entgleisung einen längeren Aufenthalt im Betrieb, da ein schwerer Wagen nur mit Anstrengung wieder auf die Schienen zu bringen ist. Die Entgleisung tritt besonders bei scharfen Krümmungen und in Strecken mit unfester, sich blähender Sohle ein, wo die richtige Stellung der Schienen keine bleibende ist. Aus diesen Gründen, sowie wegen starker Bahnneigung ist man oft genöthigt, kleine Wägen, daher kleine Ladungen anzuwenden.

Die wirklich vorkommende Ladung beträgt bei Grubeneisenbahnen in Erzbergbauen meist 600 bis 900 Kil., bei Kohlenbergbauen ist dieselbe wegen des kleinen Streckenquerschnittes und der unvollkommeneren Einrichtung der Bahn häufig geringer und sinkt bis unter 400 Kil. Der Wagen wird dabei so leicht als möglich construirt und sein Gewicht bis auf 0·3 der Ladung herabgesetzt. Umgekehrt kann unter den günstigsten Verhältnissen, bei guter Construktion und Erhaltung der Wägen und der Bahn, besonders wenn letztere eine Tagbahn ist, ferner bei schwachen Krümmungen und gleicher Vertheilung der Zugkraft auf die Berg- und Thalfahrt, die von einem Mann fortgeschaffte Last bis auf 3000 Kil. steigen.

Sind mit den gleichen Wägen Bahnen von stark verschiedener Beschaffenheit zu befahren, so können auf den günstiger angelegten Strecken auch zwei bis drei Wägen durch einen Förderer bewegt werden.

Die Zugkraft der Pferde beträgt je nach deren Beschaffenheit 45 bis 80 Kil., und die günstigste Geschwindigkeit 1 bis 1·3^{m}. Da von einem Pferd stets mehrere Wägen gezogen werden, so lässt sich durch entsprechende Anzahl derselben die günstigste Leistung erzielen und ist in dieser Beziehung das Gewicht der Ladung eines Wagens ziemlich gleichgültig; die Dimensionen des letzteren können daher so gewählt werden, wie es den sonstigen Verhältnissen am besten entspricht.

Man gibt die bei der Förderung verrichtete Leistung gewöhnlich nicht in der obigen Bedeutung, sondern als Produkt aus der Last in die Länge des zurückgelegten Weges an, da dieses Produkt Aufschluss gibt über die Grösse der wirklich ausgeführten Materialbewegung. Die Leistung hängt ausser von der Bahn- und Wageneinrichtung auch von den Stillständen zwischen den Fahrten ab; sie wächst mit der Länge der Förderstrecke, denn je grösser

diese, desto kleiner wird verhältnissmässig der Zeit- und Arbeitsaufwand zum Füllen und Entleeren. Desgleichen wächst, wie oben angegeben, die Leistung bis zu einer gewissen Grenze mit der Grösse der Ladung. Nimmt man 1000 Kil. auf 1000^m gefördert als Einheit, so wird unter mittleren Verhältnissen

für eine Förderlänge von	100	200	1000	4000^m
die tägliche Leistung =	1·6	2·1	4·3	5·3

In besonders günstigen Fällen steigen diese Werthe auf das Dreifache, in ungünstigen sinken sie unter die Hälfte. Die Leistung der Pferde beträgt bei Wegen von 200 bis 4000^m, 25 bis 50 der obigen Einheiten.

Wagenräder und Axen. Bezeichnen m Fig. 95 die grösste Entfernung, in welche das Lagermittel l von einer durch die Mitte des Schienenkopfes gezogenen Vertikalen gelangen kann, d den Axendurchmesser, w das Wagengewicht ohne Räder und L die Ladung, so ist bei vierrädrigen Wägen

$$q = \frac{w + L}{4}$$

der auf Bruch der Axe wirkende Druck, und qm dessen statisches Moment; man hat daher

$$qm = \frac{\mathfrak{S}\pi}{32} d^3$$

zu setzen, wobei $\mathfrak{S}$ den Festigkeitscoëfficienten bedeutet, und daraus folgt

$$d = \sqrt[3]{\frac{32}{\mathfrak{S}\pi} qm}.$$

Da die Axen stark in Anspruch genommen sind, so ist zu empfehlen, $\mathfrak{S}$ nicht grösser als 400 Kil. pr. Quadratcentimeter zu setzen; hiermit ergibt sich, wenn man für q den obigen Werth einführt, der Axendurchmesser

(32) $d = 0{\cdot}186 \sqrt[3]{(w + L)\, m}.$

Für Axen aus Stahl genügt 0·85 des erhaltenen Werthes. Die Entfernung m wird am grössten bei Krümmungen, wo die Geleisweite am grössten ist, wenn die Räder Fig. 95 und der Wagenkasten so weit rechts stehen, als es der Spielraum der Spurkränze zwischen den Schienen und die etwaige seitliche Verschiebung der Lager auf der Axe gestatten. Befinden sich die Räder zwischen den Lagern unter dem Kasten, so gilt dieselbe Formel.

Sind die Axen am Wagenkasten fest, so ist statt m die grösste Entfernung m_1 von der durch den Schienenkopf gezogenen Vertikalen zur Seitenwand des Kastens zu setzen; ist in diesem Falle der dem

Bruch ausgesetzte Axentheil quadratisch mit der Seitenlänge b, so hat man

$$q m_1 = \mathfrak{S} \frac{b^3}{6},$$

$$(33) \quad . \quad . \quad . \quad b = \sqrt[3]{\frac{6}{\mathfrak{S}} q m_1} = 0{\cdot}155 \sqrt[3]{(w + L) m_1}.$$

Die Axschenkel, d. i. die innerhalb der Radnaben befindlichen Theile können eine etwas geringere Stärke erhalten als nach (32). Man fertigt dieselben bei losen Rädern zuweilen conisch, was aber nicht zu empfehlen ist, weil letztere dadurch nach Aussen gedrückt werden. Selbstverständlich müssen die in Lagern laufenden Axen Bunde (Verstärkungen) erhalten, welche die Verschiebung derselben begrenzen.

Die Räder wurden früher aus Holz gefertigt, welches Material jetzt durchgehends dem Eisen gewichen ist. Meist werden dieselben in einem Stück gegossen; nebstdem verwendet man solche mit schmiedeisernen, in Kranz und Nabe eingegossenen Speichen, mit aufgezogenen Radkränzen (Tyres), welche ausgewechselt werden können, endlich solche aus Gussstahl; diese Construktionen zeigen grössere Dauer, haben sich jedoch wegen höherer Kosten meist als unvortheilhaft herausgestellt. Nur die Anwendung von Tyres kann bei grossen Rädern empfohlen werden.

Ein grosser Raddurchmesser D ist wegen geringerer Bewegungshindernisse vortheilhaft, vergrössert jedoch den nothwendigen Axenstand, die Wagenhöhe, das Gewicht und die Kosten der Räder. Man findet bei 500 bis 1200 Kil. Ladung meist $D = 30$ bis 60 Cent.

Die Radkränze werden am besten in Schalen gegossen, wodurch sie eine harte Rinde erhalten; nur leiden die Schienen dabei mehr.

Der Spurkranz muss zur Verhütung der Entgleisung die entsprechende Gestalt erhalten. Bei der Form Fig. 99 gelangt derselbe am seltensten auf die Schienen, fällt jedoch, einmal aufgestiegen, nicht wieder herab, streift auch zu oft an die Schiene. Der Spurkranz Fig. 100 steigt zu oft auf und ist daher auch nicht zu empfehlen, wenn gleich die Rückkehr zur richtigen Stellung leichter stattfindet. Am besten und gebräuchlichsten ist daher die das Mittel haltende Form Fig. 101 oder 102, bei welcher letzteren die Wölbung a die Befahrung der Weichen, besonders das Verschieben der Zungen bei selbstthätigen Weichen erleichtert.

Räder mit zwei Spurkränzen, also mit einer Hohlkehle, welche

auf der Schiene läuft, vermehren die Widerstände und sind gegen Entgleisung nicht wesentlich sicherer als andere.

Die Arme oder Speichen erhalten nach Fig. 97 und 98 einfach rechteckigen, bei grossen Rädern auch T-förmigen Querschnitt und werden zuweilen in der Radebene gekrümmt, damit sie nicht so leicht springen. Bei den Scheibenrädern Fig. 135 bis 137 sind die Arme durch eine aus demselben Grunde gewellte Scheibe ersetzt; das Gewicht wird dabei durchschnittlich etwas grösser, dagegen sind diese Räder fester und daher besonders bei grosser Belastung zu empfehlen.*)

Die Nabe wird, um die beim Erkalten nach dem Guss entstehende Spannung zu vermeiden, bei grösseren Rädern oft getheilt und dann beiderseits mit heiss aufgezogenen Schmiedeisenringen versehen; sie soll bei auf der Axe losen Rädern gegen den Radkranz so stehen, dass die mittlere Richtung des Druckes der Schiene durch das Nabenmittel geht. Die Nabe wird aber dann, wenn ihre Länge grösser ist als die Breite des Kranzes, über diesen vorragen, wobei sie der Beschädigung mehr ausgesetzt ist.

Man kann den Rädern folgende Dimensionen geben:

für eine Ladung von	500	bis	1200	Kil.
Raddurchmesser	30	„	60	Cent.
Dicke des Radkranzes	1·3	„	2	„
Zahl der Arme	4	„	8	„
Dicke „ „	1·3	„	2	„

Breite der Arme parallel zur Radaxe gleich der des Kranzes, doch nicht grösser als 8 Cent.; Länge der Nabe gleich dem $2^1/_2$fachen Axendurchmesser, mindestens gleich der Breite des Radkranzes; Stärke der Nabe gleich dem halben Axendurchmesser mehr 0·7 Cent. Die Breite des Radkranzes ergibt sich nach früheren Regeln, soll jedoch nicht grösser als 10 Cent. werden.

Ein kleiner Axenstand ist wegen Befahrung der Krümmungen zweckmässig; derselbe wird meist nur wenig grösser als der Raddurchmesser genommen, und muss nur bei langem Wagenkasten wegen genügender Stabilität des letzteren zunehmen.

Die Befestigung der Räder an der Axe erfolgt durch einen zur letzteren parallelen Keil oder conischen Stahlstift, auch mittelst eines quer durch die Axe gesteckten Keiles, der in eine an der Stirnseite der Nabe befindliche Nuth greift.

*) Gruson's Hartgussräder s. Berggeist 1864 Nr. 85 u. 100, 1865 Nr. 58, 1866 Nr. 25.

Die Axenlager können ausser- oder innerhalb der Räder angebracht sein. Im ersten Falle sind die Lager besser zugänglich und leichter als selbstschmierende Lager auszuführen, doch müssen die Räder dann unter dem Wagenkasten stehen, was die später angegebenen Nachtheile hat. Die Lager bestehen nach Fig. 96 am einfachsten aus einer Guss- oder Schmiedeisenplatte mit zwei abwärtsgehenden Lappen, zwischen welchen sich eine messingene Schale befindet, deren Länge gleich 1·4 des Axendurchmessers genommen werden kann. Der Schraubenbolzen *s* hindert die Entfernung der Axe aus dem Lager. Die Schmierung erfolgt durch eine schräg zur Mitte des Zapfens niedergehende Bohrung *a*. Damit stets alle 4 Räder auf den Schienen laufen, ist ein geringes vertikales Spiel der Axen in den Lagern namentlich bei conischen Rädern zweckmässig. Mitunter bleibt die Lagerschale weg, was indessen nicht zu empfehlen ist.

Auf der Grube Meinerzhagener Bleiberg bei Commern sind zwischen Lagern und Wagenkasten Gummibuffer eingelegt, um die Stösse bei der Schalenförderung zu mildern.*)

Sind die Räder lose auf den Axen, so können letztere mit Ausnahme der Axenschenkel einen quadratischen Querschnitt, nach Fig. 93 im mittleren Theil selbst die Form einer Flachschiene erhalten; sie werden am Boden oder Rahmen des Wagenkastens durch Schraubenbolzen oder durch Bügel mit je zwei Schraubenmuttern befestigt. Auch verwendet man Gusseisenplatten mit abwärtsgehenden Lappen, zwischen welchen die Axen eingelegt und wie in Fig. 96 durch einen vorgesteckten Bolzen gegen den Austritt gesichert werden; die Axen können dabei wieder ein vertikales Spiel erhalten.

Das lose Rad wird durch einen Keil *k* Fig. 93 oder durch eine Schraubenmutter mit Vorsteckstift gegen Abgleiten gesichert; an den Stirnflächen der Nabe sind zweckmässig drehbare Scheiben einzulegen. Die Schmiere wird durch die mit Schraubenstöpsel verschlossene Oeffnung *a* eingetragen.

Feste Axen aus Gussstahl zeigen längere Dauer, dagegen reiben sich die Naben mehr aus. Man hat daher letztere mit Messingschalen von 0·7 Cent. Stärke gefüttert, was sich indessen nicht als vortheilhaft erwies.**)

Ein Uebelstand bei losen wie bei festen Rädern ist, dass die Schmiere abtropft, daher zum Theil verloren geht und oft erneuert

*) Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Bd. S. 74.
**) Ebendas. 1860, 8. Bd. S. 187.

werden muss. Man sucht dagegen zu helfen, indem man an den Lagern oder Radnaben dicht abgeschlossene Behälter anbringt, welche einen für längere Zeit ausreichenden Vorrath an Schmiere aufnehmen und allmälig den Reibungsflächen zuführen. Solche Lager heissen selbstschmierende und können den Lagern der Wägen für Lokomotivbahnen nachgebildet werden; doch sind die betreffenden Construktionen für Grubenwägen meist zu complicirt.

Bei losen Rädern sind noch am meisten die sogenannten Patentaxen im Gebrauch, bei welchen die Schmiere in Höhlungen der Nabe eingegossen wird. Fig. 119*) zeigt die auf der Glückhilfgrube zu Hermsdorf bei Waldenburg angewendete Patentaxe. Die Nabe *a* des Scheibenrades ist mit einer Composition von Zinn und Antimon gefüttert; die Schmiere wird durch die mit einer Schraube verschlossene Oeffnung *o* eingebracht, und erhält sich bis 14 Tage lang. An der dem Wagenkasten zugekehrten Seite der Nabe befindet sich ein kegelförmiger Ansatz; die Verbindung mit der Axe erfolgt durch den zweitheiligen entsprechend ausgebohrten Muff *m*, dessen Seitenansicht Fig. 120 zeigt. Der conische Ansatz der Nabe dreht sich in dem Muff.

Bei Axen, die in festen Lagern laufen, kann ein Lagerdeckel mit einer Höhlung angebracht, und in diese ein Schwamm eingelegt werden, der mit der Axe stets in Berührung ist und das Oel zugeführt erhält, welches wieder nur alle 8 bis 14 Tage erneuert werden muss. Dabei ist nur im Lagerkörper eine Schale nothwendig.

Weniger einfach sind die Schmiervorrichtungen von Evrard**) und Lombard.***)

Wagenkasten und Rahmen. Die Dimensionen des Wagenkastens richten sich nach der Förderlast und sind so zu bemessen, dass der Materialaufwand klein ausfällt, der Wagen sich ohne Anstand durch die Strecken bewegen kann und genügende Stabilität besitzt. Der kleinste Materialaufwand ergibt sich für die Würfelform; dabei wird aber der Querschnitt für die vorhandenen Strecken, die Höhe für ein bequemes Aufladen zu gross, die Länge für ein leichtes Wenden zu klein. Man lässt daher meist die Längendimension vorwalten, nur soll diese auch nicht zu beträchtlich werden, weil sonst bei kleinem Axenstand der Wagen besonders auf einer stark geneigten Bahn leicht kippt.

*) Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Bd. S. 73.

**) Ann. des mines, 1862, 6. Reihe, 2. Bd. S. 321.

***) Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1866, 11. Bd. S. 494.

Die Räder können nach Fig. 103 und 104 unter oder neben dem Wagenkasten stehen. Im ersten Falle ist ein Rahmen zur Befestigung der Axen nothwendig; die Räder sind besser geschützt, doch zieht man meist die Anordnung Fig. 104 vor, weil dabei der Raddurchmesser grösser sein kann oder der Schwerpunkt tiefer liegt, kein Rahmen erfordert wird, und wie unten angegeben, Wipper der einfachsten Art verwendbar sind. Hie und da überdeckt man dann die Räder mit Blechschirmen.

Bei kleinem Streckenquerschnitt, oder wenn die Spurweite klein und der Kasten nicht zu hoch sein soll, ist es zweckmässig, den Kastenquerschnitt nicht blos nach Fig. 104 auf den Raum zwischen, sondern auch auf den Raum ober den Rädern auszudehnen. Dies wird bei hölzernen Kastenwänden nach Fig. 107 durch schiefe Stellung derselben, und noch mehr durch die Form Fig. 106 erreicht, nur ist diese, sowie auch diejenige Wagenconstruktion weniger solid, wo die Seitenwände halbrunde Ausschnitte für die Räder erhalten, welche gegen das Innere des Kastens durch Blechwände abgeschlossen sind.

Bei Blechwägen sind gekrümmte Formen wegen Biegsamkeit des Materials leicht ausführbar und wird häufig die Construktion Fig. 105 angewandt. Bei sehr beschränktem Streckenquerschnitte kann man noch den Raum unter den Axen benützen, indem man dem Kasten die punktirte untere Begrenzung gibt, und die Axen entweder durch Blechdächer schützt, oder wie bei den Cabany'schen Wägen um den Boden des Kastens krümmt, in welchem Falle die Räder auf den Axen lose sein müssen. An einigen Orten sind Wägen in Verwendung, deren horizontaler Querschnitt elliptisch ist, wobei die Gesammtfläche der Wände kleiner, die Ausführung bei Blechwägen sehr einfach, dagegen unter sonst gleichen Umständen die Länge etwas grösser wird. In einer Strecke, wo die Stempel der Zimmerung unter 85° geneigt sind, hat Godin Wagenkästen verwendet, deren vertikaler Querschnitt rhombisch ist.*)

Zwischen Blech und Holz als Material zur Construktion des Kastens stellen sich folgende Unterschiede heraus. Blechwägen fallen, wenn sie beim Füllen und Entleeren grosser Stücke nicht deformirt werden sollen, wegen der nöthigen Dicke der Bleche schwerer aus als solche von Holz; auch verursacht eine Beschädigung, wie sie bei minder guter Bahneinrichtung leicht vorkommt, grösseren Schaden als bei Holzwägen, deren Beschläge sich wieder verwenden lassen. Wenn die Wägen häufigen Stössen ausgesetzt sind, z. B. bei der

*) Berggeist 1861, S. 271.

Bremsbergförderung oder wenn mehrere derselben zu ganzen Zügen zusammengestellt werden, sind blos aus Blech gefertigte Wägen weniger zu empfehlen; dieselben leiden auch durch saure Grubenwässer. Hingegen ist bei gleichem Volum die Fassung der Blechwägen wegen der kleineren Wanddicke etwas grösser und sind gekrümmte Formen leichter herzustellen. Im Ganzen ist es von den Preisverhältnissen abhängig und an manchen Orten noch eine Streitfrage, ob die eine oder die andere Art ökonomischer zu verwenden sei.

Oft benützt man mit Vortheil Blechkästen mit hölzernem Boden, da der letztere den meisten Stössen durch die Ladung ausgesetzt ist und am wenigsten biegsam sein soll.

Bei hölzernen Wägen von 500 bis 1200 Kil. Fassung erhalten die Wände 2·5 bis 5, der Boden 4 bis 7 Cent. Stärke; die Wände werden an den Ecken verzinkt, der Boden daran festgenagelt und der Kasten durch Eisenschienen zusammengehalten. Der obere Rand soll durch aufgenagelte Schienen geschützt und der Kasten, wenn scharfkantige Stücke zu fördern sind, innen mit Blech gefüttert werden.

Bei grossen Wägen, wie sie zur Tagförderung dienen, wird der Kasten aus mit Brettern verschalten Riegelwänden hergestellt.

Ruht der Kasten auf einem Rahmen, so wird letzterer nach Fig. 113 aus zwei durch Riegel *b* und Bolzen *c* verbundenen Langhölzern *a* von 8—12 Cent. Breite und 10—15 Cent. Höhe gebildet, welche über den Kasten vorragen und für den Förderer als Auftritt dienen, wenn dieser bei der Thalfahrt am Wagen stehen soll, oder als Buffer, wenn mehrere Wägen zusammenzukoppeln sind. Bei Wägen ohne Rahmen werden zum letzteren Zweck an den Stirnseiten des Kastens Riegel befestigt.

Bei Blechwägen erhalten die Wände 3 bis 4·5, der Boden 4·5 bis 6 Millim. Stärke; die Verbindung derselben erfolgt durch Winkeleisen, welche an allen Kanten angebracht werden, und durch Nieten. Zur Verstärkung des oberen Randes läuft aussen eine Schiene von der 2 bis 3fachen Blechstärke herum.

Wägen, die von Pferden gezogen werden, müssen sich zusammenhängen lassen. Man befestigt zu dem Behufe am Rahmen einerseits einen Haken, anderseits eine kurze Kette; fehlt der Rahmen, so verlegt man diese Theile an eine am Boden des Kastens befestigte Längsschiene, welche die Form Fig. 114 erhält. Besser entspricht die für Wägen mit oder ohne Rahmen verwendbare Einrichtung Fig. 117, wobei die Schiene *s* in einer Gabel endigt, in welche die Anhängkette des folgenden Wagens gelegt und durch den Bolzen *t* festgehalten wird.

In einigen Steinkohlengruben Englands werden Wägen gebraucht, deren Kasten nur aus einem Gitter von 6·5 Cent. breiten Flachschienen mit 8 Cent. Zwischenraum besteht. Diese Construktion ist nur für Stückkohlen in Verwendung, wird aber auch für diese nicht empfohlen, weil die durch den Einrieb abfallenden Splitter die Bahn verunreinigen. *)

Entleerung der Wägen, Wipper. Der einfachste, aber auch roheste Vorgang zum Stürzen (Entleeren) des Wagens besteht darin, denselben mit den Händen oder mittelst Hebel seitlich umzuwerfen.

Weniger nachtheilig ist die Methode, bei welcher der Wagen an einer der Stirnseiten emporgehoben wird, so dass der Inhalt an der andern Seite herausrollt. Um dies zu erleichtern, werden beide oder eine der Stirnseiten des Wagens geneigt, oder man versieht denselben mit einer Thür. Auch verwendet man zur Förderung vom Schachte bis zum Sturzplatz Wägen mit Kästen, welche um eine horizontale Axe drehbar sind und ganz umgewendet werden können; solche Wägen erhalten jedoch eine grosse Höhe und sind daher nur bei der combinirten Förderung am Platze, wo der Kasten zugleich zur Hebung der Last durch den Schacht dient.

Einen Wagen mit geneigter Stirnwand *a b* zeigt Fig. 116. Derselbe wird mittelst des Bügels *e* aufgehoben; das Zurücktreten der Wand von *a* gegen *b* erleichtert nicht blos das Herausrollen der Ladung, sondern gestattet auch den Wagen weiter aufwärts zu drehen, begünstigt also in doppelter Art die Entleerung. Die Oberfläche steigt von *a* gegen *d* an, um die Fassung zu vergrössern. Man muss jedoch trachten, bei solchen Wägen den Schwerpunkt thunlichst nahe der Axe zu legen, um welche sie sich bei der Hebung drehen.

Um die Räder nicht mitheben zu müssen, wird die aus Fig. 118 ersichtliche Einrichtung benützt. Die Räder sind lose auf den quadratischen, durch zwei Stangen *s* mit eingeschalteten Kettengliedern *o* verbundenen Axen, von welchen nur die vordere *n* am Wagenkasten befestigt ist. Dieser wird an der Rückseite gehoben, wobei sich die Axe *n* in den Naben der Räder dreht, ohne dass diese in Bewegung kommen müssen.

Einen Wagen mit Rahmen, bei welchem der Kasten allein gehoben wird, zeigt Fig. 111; der letztere ist um das Charnier *s* drehbar und ruht sonst frei auf dem Rahmen.

*) Preuss. Zeitschrift 1856, 3. Bd. S. 41 u. 42; 1861, 9. Bd. S. 83; 1862, 10. Bd. S. 59.

Thüren zum Entleeren der Wägen sind entweder an der Stirnseite oder am Boden des Wagenkastens angebracht. Im ersteren Fall ist die Thür um eine horizontale oder vertikale Axe drehbar, oder sie wird ganz ausgehoben. Einen Thürverschluss mit horizontaler Axe zeigt Fig. 94; die beiden Thürbänder sind um die Schiene drehbar, welche den oberen Kastenrand armirt, und an der betreffenden Stelle einen runden Querschnitt erhält. Die Befestigung der Thür erfolgt durch zwei Haken *h*. Die Drehungsaxe kann auch, wie Fig. 110 zeigt, nach *o*, also über den Kastenrand gelegt werden, wodurch sich bei gegebenem Drehungswinkel des Wagens eine grössere Austrittsöffnung ergibt; desgleichen kann der Verschluss statt durch Haken durch einen Riegel *r* Fig. 110 erfolgen.

Thüren mit vertikaler Drehaxe, wie sie auch vorkommen, öffnen sich schon bei geringer Neigung des Kastens vollständig, dürften aber weniger dauerhaft sein als solche mit horizontaler Axe.

Fig. 108 und 109 zeigen eine Thür ohne Charnier*), welche auf zwei eisernen Bügeln *a* ruht; am oberen Ende ist sie durch zwei an der Innenseite der Kastenwände angenagelte Schienen *b* befestigt, welche durch Oeffnungen in der Thür gehen, durchlocht sind und die an eisernen Kettchen hängenden Vorstecknägel *c* aufnehmen. Entfernt man diese und dreht den Obertheil der Thüre vom Kasten weg, so kann letztere ausgehoben werden. Statt dessen wird der Obertheil der Thür auch blos durch Haken befestigt.

Das Stürzen ist erleichtert, wenn die Thüren sich bei Hebung des Kastens selbstthätig öffnen und danach wieder schliessen. Eine solche Einrichtung zeigt Fig. 138.**) Der Rahmen besteht aus zwei Langhölzern *l* und den Riegeln *qr*; der Wagenkasten liegt rückwärts auf dem Riegel *q* und ist nahe dem Schwerpunkt durch die am Boden des Kastens befestigte Schiene *m* gestützt, an deren Enden sich Zapfen befinden, welche in Lagern ruhen. Die Thür ist um ein Charnier am Balken *b* drehbar. Zwischen den Charnierbändern befindet sich eine Schiene *t*, an welche der Haken *n* durch die Feder *f* gedrückt wird und dadurch die Thüre geschlossen hält. Ein anderer Haken *s*, der in das Oehr *o* eingehängt ist, hindert das selbstthätige Umkippen. Wird derselbe ausgelöst und der Wagenkasten mittelst des Bügels *k* gehoben, so stösst der Hebel *n* gegen den Riegel *r*, die Thür wird frei und öffnet sich. Während der Entleerung wird der Haken *s* in das tiefer gelegene Oehr o_1 einge-

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1862, 7. Bd. S. 594.

**) G. Schmidt, „Erfahrungen“ 1855, S. 15.

hängt und dadurch der Wagen in der gehobenen Stellung erhalten. Lässt man den entleerten Kasten nieder, so drückt die Thüre durch ihr Gewicht den Haken *n* zurück und dieser klinkt ein. Da beim Stürzen der vordere Theil des Kastens zwischen die Rahmenhölzer *l* gelangt, muss deren Entfernung kleiner sein als die Kastenbreite. Das weitere Detail dieses Wagens ist unter „Bremsvorrichtungen“ beschrieben.

Thüren am Boden des Wagenkastens leiden mehr als die vorigen, da sie dem vollen Drucke der Förderlast ausgesetzt sind, und sollten nur bei Wägen von beträchtlicher Fassung angewendet werden, wo das Stürzen durch Aufheben zu schwierig ist oder die Wipper zu grosse Dimensionen erhalten.

Um das Aufheben des Wagens zu erleichtern, kann man die Langhölzer des Rahmens mit abnehmender Stärke über den Kasten hinaus verlängern. Noch besser wird der Zweck durch eine bei *o* Fig. 112 drehbare Plattform *p* erreicht, welche bei *a* auf einer Unterlage ruht, mit Schienen versehen ist, welche in der Verlängerung des Geleises *g* liegen, und mittelst der Stange *h* bewegt wird; der auf *p* geschobene Wagen ist einerseits durch die aufgebogenen Schienen an der Oberfläche der Plattform, anderseits durch die eingehängte Kette *k* festgehalten und entleert sich durch die Thür *t*. Liegt der Schwerpunkt des beladenen Wagens nicht weit von der durch *o* gehenden Vertikalen, so ist die Drehung leicht ausführbar. Man findet auch solche Vorrichtungen, wo die Plattform mittelst Handkurbel und Zahnräder-Umsetzung gedreht wird.

Die bisher beschriebenen Stürzmethoden erfordern meist einen gewissen Aufwand an Zeit und Mühe. Die drehbaren Plattformen vermindern die letztere, erhöhen aber die erstere; durch das unmittelbare Kippen leiden die Wägen mehr. Drehbare Kästen machen die Wagenconstruktion unvortheilhafter. Thüren zeigen gegen schiefe Stirnwände den Vortheil, dass der Wagen stabiler ausfällt und weniger hoch zu heben ist, dagegen sind die Thüren selbst und ihre Charniere stark in Anspruch genommen und gehen stets bald zu Grunde; nebstdem muss auch der Kasten, dessen Construktion wegen des Wegfallens einer der Wände minder fest ist, mehr leiden. Aus diesen Gründen ist man besonders den Thüren abgeneigt.

Die bequemsten und die mindeste Zeit raubenden, bei einiger Schonung im Gebrauch dem Wagen am wenigsten nachtheiligen Stürzvorrichtungen sind die Wipper (nach dem englischen *whipper*, auch Kipper oder Kippvorrichtungen genannt), auf welchen sich der Wagen selbstthätig ganz umdreht und nach geschehener Entleerung

wieder in die ursprüngliche Stellung zurückkehrt. Der Wagen erfordert dabei keine Thür und seine Construktion wird überhaupt durch die Rücksicht auf das Stürzen gar nicht oder wenig modifizirt.

Der Wipper Fig. 121 und 122 ist ein Rahmen *p*, welcher mit aufgebogenen Schienen versehen und durch Streben *s t* mit zwei Drehzapfen *o* verbunden ist, deren Lager sich an Gerüsten *r r* befinden. Nach erfolgtem Aufschieben des Wagens befindet sich der Schwerpunkt aller drehbaren Theile auf der von *A* abgewendeten Seite der Zapfen *o*, so dass der Wipper sammt Wagen sich dreht und letzterer seinen Inhalt entleert; die Schiene *q* hindert das Herabfallen des Wagens. Während der Entleerung ändert der genannte Schwerpunkt seine Lage und befindet sich schliesslich auf der gegen *A* gekehrten Seite von *o*, so dass die Rückdrehung erfolgt. Ist diese beendet, so wird der Wagen zurückgezogen.

Unter welchen Bedingungen diese Bewegungen richtig eintreten, geht aus Folgendem hervor. Der Wagen, der mittelst eines Wippers gestürzt wird, kann eine zur Mittellinie ganz oder nahe symmetrische Construktion erhalten, daher die Schwerpunkte *V* und *L* Fig. 115 des beladenen und des leeren Wagens vertikal ober einander liegen. Seien *P* der Schwerpunkt des Wippers, *S* und *s* die gemeinschaftlichen Schwerpunkte des Wippers mit dem vollen und dem leeren Wagen, so fallen *S* und *s* nicht in dieselbe Vertikale, weil die Gewichte des vollen und des leeren Wagens verschieden sind. Der Drehungspunkt *o* muss nun a) zwischen den durch *S* und *s* gezogenen Vertikalen, b) so hoch, dass der Winkel β grösser wird als der Winkel α, um den der Wipper sich drehen soll, und anderseits c) so tief liegen, dass der Winkel γ merklich grösser wird als $\frac{\alpha}{2}$.

Sind diese Bedingungen erfüllt, so dreht sich nach dem Aufschieben des vollen Wagens das Ganze um den Bogen α, wobei S nach S_1, s nach s_1 gelangt; nach geschehener Entleerung ist s_1 der Schwerpunkt der drehbaren Körper, daher diese in die frühere Stellung zurückkehren.

Liegt *o* nicht zwischen SX und sx, z. B. ausserhalb SX, so beginnt die Drehung nicht; es ist dies allerdings nur ein geringer Fehler, weil durch einen Druck mit der Hand gegen den Wagen die Bewegung leicht eingeleitet werden kann. Befindet sich *o* ausserhalb sx, also *s* auf der anderen Seite der durch *o* gehenden Vertikalen als in der Figur, so kommt der rückkehrende Wipper nicht in der Anfangsstellung zur Ruhe, sondern in einer früheren, bei der *s* vertikal unter *o* liegt; auch dies ist noch kein wesentlicher Feh-

ler, da der Wagen auch auf dem etwas schräg stehenden Wipper mit der Hand gefasst werden kann und, sobald er gegen die feste Schienenbahn gezogen wird, den Wipper in die richtige Stellung niederdrückt.

Ist der Winkel β kleiner als α, so gelangt s beim Stürzen bis auf die andere Seite von der durch o gehenden Vertikalen, und die Rückbewegung erfolgt nicht selbstthätig. Obwol letztere, wenn der Wipper leicht genug erreichbar ist, sich auch ohne Anstrengung von Hand einleiten lässt, wäre dies doch zu umständlich und auch mit einiger Gefahr für den Arbeiter verbunden.

Wenn endlich γ kleiner ist als $\frac{\alpha}{2}$, so wird der Wipper den gewünschten Bogen α nicht zurücklegen. Für $\gamma = \frac{\alpha}{2}$ würde nämlich der Schwingungsbogen des Wippers $2\gamma = \alpha$ sein, wenn keine Reibung zu überwinden wäre; wegen der letzteren muss also γ merklich grösser als $\frac{\alpha}{2}$ sein, wenn der Wipper in der That den Bogen α zurücklegen soll.

Es sind daher mindestens die bezüglich der Winkel β und γ gestellten Forderungen einzuhalten. Je weiter P von VL entfernt ist, desto kleiner werden unter sonst gleichen Umständen β und γ, daher die genannte Entfernung nicht zu gross sein darf; doch muss P jedenfalls zwischen o und der festen Bahn liegen, damit der leere Wipper auf der dort befindlichen Unterlage aufruht. Endlich dürfen auch die Abstände der Punkte S und s_1 von der durch o gezogenen Vertikalen nicht zu klein sein, weil sonst die Drehungen zu träg oder gar nicht beginnen, und soll auch aus diesem Grunde der Abstand zwischen P und VL nicht zu gering sein.

Hat man den Entwurf eines Wippers beendet, so ermittelt man die Lage der Punkte V, L, P, dann S und s, und nimmt die Lage der Drehaxe so an, oder verschiebt durch Aenderung in der Construktion den Punkt P so weit, bis den obigen Bedingungen entsprochen ist.

Damit sich der Wagen vollständig entleere, müssen dessen Stirnwände bei umgekehrter Stellung einen Winkel von wenigstens 50^0 mit der Horizontalen einschliessen. Die Entleerung wird durch die Fliehkraft begünstigt, dagegen kann der Wipper schon vor Zurücklegung des Winkels α umkehren; nimmt man daher 60 statt 50^0 an, so wird

$$\alpha = 90 + 60 = 150^0.$$

Für einen Wipper sind noch nothwendig: eine Einrichtung zum Festhalten des Wagens; eine Unterlage für den ruhenden Wipper; eine Sperrvorrichtung, welche denselben in den Zeiten, wo nicht gefördert wird, festhält und Unfälle verhütet, die z. B. durch Betreten des Wippers veranlasst werden können; eine Widerlage zur Begrenzung des Hubes. Auch wird zur Regulirung der Bewegung meist noch eine Bremse angeordnet. Es sind dazu selbstthätige Bremsen zu empfehlen, d. h. solche, welche durch ein Gewicht angedrückt werden, bei dessen Lüftung der Wipper in Gang kommt.

Fig. 141 und 142*) zeigen eine englische Kippvorrichtung. Sie besteht aus dem Rahmen *f*, von welchem sechs oben durch Kappen *k* verbundene Säulen aufragen; die mittleren von diesen Säulen sind um die im Gerüst *g* festen Zapfen *z* drehbar. Zwei Eisenstangen *n* verbinden die Kappen *k* und halten den Wagen am Wipper fest. Auf dem Rahmen *f* befinden sich Schienen, welche mit denen der Zufuhrbahn *B* correspondiren.

Noch compendiöser ist der Wipper Fig. 139 und 140.**) Die Balken *a* stützen die Zufuhrbahn *s* und mittelst der Lager *l* die Zapfen des Wippers. Dieser besteht aus zwei durch Bolzen *c* verbundenen Schwellen *b*, auf welchen die Schienen *d* befestigt sind. Letztere überdecken die Wagenräder und hindern das Herabfallen des Wagens; zu grösserer Sicherheit dienen die Schienen *t*, an denen sich nebstdem die Drehzapfen befinden. Die Schienen *d* sind durch Platten *p* gegen den Stoss des in den Wipper einfahrenden Wagens verstärkt; die Holzstücke *r*, welche innerhalb *d* eingesetzt werden, fixiren die Stellung, bis zu welcher der Wagen einfahren kann; das Holzstück *f* endlich, welches an *b* und mittelst Hilfsschienen an *d* befestigt ist, stützt den Wipper bei der gezeichneten, und begrenzt dessen Hub in der umgekippten Stellung, wobei sich die schräge Endfläche *f* gegen die Oberseite eines der Balken *a* stemmt. Verlängert man die Drehzapfen, so können daran Bremskränze befestigt werden.

Eine ebenfalls sehr einfache Kippvorrichtung zeigen Fig. 131 und 132***); sie besteht wieder aus dem Rahmen *r* mit zwei zurückgebogenen durch Platten *ab* verstärkten Schienen *s*. Um bremsen zu können, sind an den Langhölzern des Rahmens zwei kreisförmig gebogene Schienen *d* befestigt, deren Krümmungsmittelpunkt mit dem

*) Preuss. Zeitschrift 1856, 3. Bd. S. 259.

**) Burat, das Material des Steinkohlenbergbaues, Taf. 3.

***) Revue universelle 1862, 12. Bd. S. 339.

Drehpunkt des Wippers zusammenfällt; die Bremsbacken *q* werden für gewöhnlich durch Gewichte *e* angedrückt und durch einen an der gemeinschaftlichen Welle *n* festen Hebel gelöst.

Wenn das heftige Auswerfen der Ladung, z. B. Stückkohlen, nachtheilig ist, so versieht man den Wipper mit einem Deckel, der sich während, oder besser erst nach Vollendung des Umkehrens öffnet.*) Doch wird die Construktion dadurch complicirter und ist dem erwähnten Auswerfen besser durch Verzögerung der Drehung mittelst der Bremse zu begegnen.

Mitunter werden die Wipper aus zwei parallel gestellten, radartig geformten und durch horizontale Schraubenbolzen am Umfang verbundenen Scheiben zusammengesetzt, welche zugleich als Bremskränze und als Schwungräder dienen sollen; die Anwendung von Schwungmassen ist jedoch entbehrlich und die andere, einfachere Form vorzuziehen.

Bewegliche Wipper sind jene, welche an einem auf Rädern laufenden Gestell befestigt, sammt dem darauf gebrachten Wagen verschoben und an beliebiger Stelle in Thätigkeit gesetzt werden können. Man vermindert dadurch bei Haldenstürzen das oftmalige Umstellen der festen Wipper. Einen solchen Apparat zeigen Fig. 124 und 125.**) Die Lager für die Zapfen der Kippvorrichtung *K* sind auf den Karren *W* gestellt, dessen Bahn *s* entsprechend tiefer liegt als die eigentliche Förderbahn *t*. Die Schienen des Wippers, welche sich an letztere anschliessen, ruhen bei *b* auf dem Karren *W* und stützen dadurch den Wipper.

Wägen und Wipper zum Stürzen nach der Seite oder nach beliebigen Richtungen. Wägen dieser Art gewähren bei Haldenstürzen den Vortheil, dass damit eine breitere Anschüttung erzielt werden kann, daher die Bahn nicht so oft umgelegt werden muss.

Ein Wagen zum Stürzen nach allen Richtungen besteht aus einer Art Drehscheibe mit vertikaler Axe, die auf einem Rahmen ruht, und mit welcher der um eine horizontale Axe drehbare Wagenkasten verbunden ist. Dieser muss hoch genug gestellt sein, um sich behufs vollständiger Entleerung hinreichend um die horizontale Axe drehen zu lassen; dadurch verliert der Wagen an Sta-

*) Die Beschreibung eines solchen Wippers s. Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1861, 7. Bd. S. 39.

**) Preuss. Zeitschrift 1859, 7. Bd. S. 190.

bilität, die Füllung wird unbequem, der Bau unsolid und schwerfällig. Wägen dieser Art werden daher nur zur Tagförderung benützt, wobei jedoch wieder eine Zeit und Mühe kostende Umladung der aus der Grube anlangenden Fördergefässe erforderlich ist; daher kommen sie höchstens dann mit Vortheil zur Verwendung, wenn überhaupt eine Umladung nothwendig ist, wenn z. B. die Hebung durch den Schacht mittelst Tonnen oder Säcken erfolgt. Bei den Wägen zum Seitwärtsstürzen erhält der Kasten an einer oder an beiden Seitenwänden Thüren, und ist um eine horizontale, parallel zur Langseite des Wagens liegende Axe drehbar, welche auf Ständern von genügender Höhe ruhen muss. Diese sind am Rahmen befestigt; durch eine Stütze und einen Haken wird der Kasten für gewöhnlich in der normalen Stellung erhalten. Der Wagenbau ist dabei ebenfalls höher und weniger solid, doch nicht so complicirt als früher. Eine neuere Construktion, welche Fig. 126 und 127 darstellen*), vermeidet die Höherlegung des Kastens und ist einfach. Der letztere ruht auf den drei nach Aussen verlängerten Querhölzern des Rahmens, und wird durch zwei Bügel *b*, welche unter die horizontal umgebogenen, am Rahmen festen Arme *c* greifen, in seiner Stellung erhalten. Nach Aufdrehen der Bügel *b* ist der Kasten leicht zu kippen, wobei sich seine Wand auf den Rahmenhölzern wälzt. Die Bolzen am Kasten bewegen sich zuerst längs *c* abwärts, dann aufwärts bis zum Haken am Ende des Armes *a*, welcher die Drehung begrenzt.

Nebstdem werden drehbare Plattformen zum Seitwärtsstürzen benützt, wobei der Wagen an der Langseite eine Thür erhält.

Am besten entsprechen wieder Kippvorrichtungen, welche auch zu diesem Zwecke gegenwärtig oft verwendet werden. Einen Wipper zum Seitwärtsstürzen zeigt Fig. 123.**) Derselbe besteht aus einer Scheibe *a*, welche mit einem im Lager *l* laufenden Drehzapfen versehen ist, und dem ausgekehlten Ring *b*, der durch zwei Rollen *r* gestützt ist. Die Schienen *t* für den Wagen sind an *a* und an einem in dem Ring *b* eingesetzten Querträger befestigt. Nebstdem sind *a* und *b* durch zwei vertikale starke Blechplatten *c* verbunden, und an diesen je zwei Schienen *d* mit umgebogenen Enden befestigt, welche das Herabfallen des Wagens hindern; *s* ist die Zufuhrbahn.

*) Preuss. Zeitschrift 1863, 11. Bd. S. 261.

**) Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1861, 7. Bd. S. 17; Preuss. Zeitschr. 1864, 12. Bd. S. 323.

Bremsvorrichtungen. Bei stark fallender Bahn müssen die Wägen mit Bremsen versehen sein, welche namentlich dann gebraucht werden, wenn der Förderer sich bei der Thalfahrt auf den Wagen stellt.

Die einfachste Art zu bremsen besteht darin, einen Stab zwischen den Armen der Räder, oder bei Scheibenrädern durch Oeffnungen, welche zu diesem Zweck in den Scheiben angebracht sind, bis unter den Wagenkasten durchzustecken; auch werden ein oder zwei mit Ketten am Kasten befestigte Haken in die Räder eingehängt. Dabei kann aber die Stärke der Hemmung nicht regulirt werden, auch ist der Vorgang unbequem und müssen die Schienen, auf welchen die Räder zu schleifen gezwungen sind, dabei mehr leiden.

Besser entsprechen daher Hebelbremsen, bei welchen ein Hebel, der mit einem nach der Form des Radkranzes ausgeschnittenen Holzstück, dem Bremsbacken, armirt ist, gegen das Rad gedrückt wird. Ist Z_1 die nach (26) berechnete Zugkraft für die Abwärtsbewegung, deren Werth in diesem Falle negativ wird, so ist

$$K = -Z_1$$

die nothwendige hemmende Kraft, zugleich der am Radumfang durch die Bremse hervorzurufende tangentiale Widerstand, weil die Umfangsgeschwindigkeit der Räder gleich ist der Fördergeschwindigkeit. Bezeichnen also N den Gesammtdruck der Bremsbacken gegen die Radumfänge, f den Reibungscoëfficienten, so muss

$$fN = K$$

$$N = \frac{K}{f}$$

sein. Für die Reibung von Gusseisen auf Eichenholz kann, der Sicherheit wegen die Reibungsflächen nass angenommen, $f = 0{\cdot}2$ gesetzt werden, wodurch sich

$$N = 5K$$

ergibt. Der Druck A, den der Arbeiter gegen den Bremshebel ausübt, mag, jenachdem das Bremsen von Hand oder durch Auftreten mit dem Fusse erfolgt, nur etwa gleich 8 bis 20 Kil. angenommen werden, damit durch Verstärkung desselben auch der im vollen Lauf begriffene Wagen in nicht zu langer Zeit gehemmt werden kann, und ein länger dauerndes Bremsen nicht zu schwer fällt. Hienach lässt sich das Verhältniss der Hebelsarme berechnen, welches je nach der Anordnung der Bremse verschieden ausfällt. Für gewöhnlich muss die letztere durch Federn oder Gegengewichte ausser Thätigkeit erhalten werden.

Fig. 133 zeigt eine Bremse mit einarmigem Hebel ac, der bei c um einen am Wagenkasten festen Zapfen drehbar und bei b mit dem

Bremsbacken armirt ist. Um die Bremse für gewöhnlich ausgerückt zu erhalten, kann das Gegengewicht g und der am Wagenkasten feste Zapfen d, oder eine Feder f angebracht werden. Ist A der Druck am Bremshebel, so wird

$$\frac{ac}{bc} = \frac{N}{A}.$$

Fig. 128 zeigt eine Bremse mit zwei Backen $B\,C$. Der Hebel ist um die Axe O drehbar; durch Niederdrücken desselben werden beide Backen gegen die Räder gepresst. Der vom Förderer ausgeübte Druck wird am besten verwerthet, wenn die Richtungen der Drücke, welche die Bremsbacken gegen die Räder hervorbringen, durch die Mittelpunkte der letzteren gehen; auch ist es zweckmässig, wenn die Axe des Hebels keinen Druck erfährt, da dann die Pressung gleichförmiger auf beide Bremsbacken vertheilt wird. Auf den Bremshebel wirken nun der Druck n des Rades R gegen den Backen C; der des Rades R_1 gegen den Backen B, welcher gleich $N - n$ sein muss, um den Gesammtdruck N zu ergeben, und der Druck A am Bremshebel senkrecht gegen dessen Richtung. Da die Drehungsaxe nicht belastet sein soll, müssen sich die Kräfte A, n und $N - n$ das Gleichgewicht halten, oder $N - n$ die Resultirende von A und n sein. Verlegt man die drei Angriffspunkte nach Q und bezeichnet den Winkel zwischen den Richtungen von n und A mit α, so ergibt sich

$$(N - n)^2 = n^2 + A^2 - 2\,n\,A \cos\,(180 - \alpha)$$

$$N^2 - 2\,N n = A^2 + 2\,n\,A \cos\alpha$$

$$n = \frac{N^2 - A^2}{2\,(N + A \cos\alpha)}.$$

Zieht man ferner vom Mittelpunkte S des Rades R_1 die Senkrechten a und b auf die Richtungen von A und n, so wird

$$A\,a = n\,b$$

$$a = b\,\frac{n}{A} = b\,\frac{N^2 - A^2}{2\,A\,(N + A \cos\alpha)}.$$

Um daher eine solche Bremse zu construiren, nimmt man die Stellung des einen Backens C beliebig, für starke Umsetzung möglichst nahe unter dem Niveau der Radaxen an, zieht von S_1 eine Gerade $S_1\,D$ durch die Mitte des Backens C, und fällt auf $S_1\,D$ von S eine Senkrechte b, deren Länge gemessen wird. Hierauf nimmt man die Richtung des Bremshebels $B\,F$ beliebig an, und errichtet darauf eine Senkrechte, so schliesst diese mit $S_1\,D$ den Winkel α ein, der ebenfalls gemessen wird. Nun kann man nach der obigen Formel a berechnen, zieht durch S eine Parallele zur angenommenen Richtung des Bremshebels, trägt darauf $S\,E = a$ und zieht in E eine

Senkrechte auf SE, so ergibt sich der Endpunkt F des Bremshebels. Das Mittel des zweiten Backens B ergibt sich, indem man durch D und S eine Gerade zieht. Der Drehpunkt O wird am besten in der Mitte zwischen B und C angenommen; soll der Drehzapfen keinen Druck erleiden, so muss er in der zugehörigen Oeffnung des Hebels etwas Spielraum erhalten.

Unter sonst gleichen Umständen wird die Länge a am kleinsten, wenn $\cos\alpha = 1$, $\alpha = 0$ ist; dabei ergibt sich

$$a = \frac{b}{2}\,\frac{N - A}{A} = \frac{b}{2}\left(\frac{N}{A} - 1\right);$$

C ist wieder anzunehmen und SB parallel zu S_1C zu ziehen, um B zu finden. Der Bremshebel wird geradlinig, ist aber weniger bequem anzuziehen.

Die Anordnung Fig. 128 ist für starke Umsetzungen vortheilhafter als Fig. 133, weil der Bremshebel kürzer ausfällt.

Für grössere Werthe von $\frac{N}{A}$ kann auch doppelte Hebelumsetzung nach Fig. 130 angewendet werden. Dabei sind cf die Drehpunkte der durch die Zugstange bd verbundenen Hebel ac und df. In diesem Falle muss

$$\frac{ac}{bc}\cdot\frac{df}{ef} = \frac{N}{A}$$

sein.

Am kräftigsten kann endlich mittelst der in Fig. 134 dargestellten Vorrichtung gebremst werden, die nebenbei sehr einfach ist. Sie besteht aus einem Bremsbacken c, der mittelst eines zweiarmigen Hebels und einer Zugstange zwischen die Räder eingeklemmt wird. Die Spannung

$$\frac{a}{b}\,A$$

der Zugstange zerlegt sich in zwei gleiche Conponenten $\frac{N}{2}$; ist α der Winkel, den die von der Radaxe zur Mitte des Backens gezogene Gerade mit der Horizontalen einschliesst, so findet man

$$\frac{a}{b}\,A = 2\,\frac{N}{2}\,\sin\alpha,$$

daher

$$\frac{a}{b} = \frac{N}{A}\,\sin\alpha$$

sein muss.

Zuweilen sind die Bremsvorrichtungen statt nur auf einer, auf beiden Seiten des Wagens angebracht. Dadurch wird der Druck pr. Flächeneinheit zwischen Bremsbacken und Radumfang auf die

Hälfte reduzirt, und das bei losen Rädern auftretende Bestreben des Wagens, sich gegen die Seite des gebremsten Rades hin zu drehen, beseitigt. Man verbindet dann die Bremshebel durch eine horizontale Stange oder ein Trittbrett. Liegen die Backen unter dem Niveau des Kastens, wie namentlich in Fig. 134, so kann statt zweier Backen ein unter dem Wagen durchgehender Balken, der mit beiden Enden die Radumfänge berührt, angeordnet werden.

Eine durch Auftreten mit dem Fusse zu bewegende Bremse zeigt Fig. 138 (vergl. S. 70). Der Bremsbacken *a*, ein Holzstück, welches gegen beide Radumfänge wirkt, ist an zwei Stangen *c* aufgehängt und durch andere Stangen mit zwei Hebeln *e* verbunden, an welchen das Trittbrett *g* befestigt ist, das von der Feder *h* aufwärts gedrückt wird und die Bremse ausgelöst erhält. Das Anziehen erfolgt durch den auf den Schwellen *l* des Rahmens stehenden Förderer.

Durch Bewegung der Hebel mittelst Schraubenstange und Handrad kann sehr kräftig gebremst werden, doch ist diese Einrichtung nur bei den grössten Wägen der Tagförderung nothwendig.

Beispiele von ausgeführten Wägen. Fig. 150 und 151 zeigen einen Wagen des Pribramer Silberbergbaues, aus Holz gefertigt und mit einer Thür an der Stirnseite versehen; die Drehungsaxe der Thür ist an den Diagonalschienen *d* befestigt, welche den Beschlag der Seitenwände des Kastens bilden. An der Thür ist die Schiene *s* angebracht, welche unten in einen runden Zapfen endigt. Der Verschluss erfolgt mittelst des um eine vertikale Axe *o* drehbaren Hebels *h*, dessen gekrümmtes Ende den Zapfen der Schiene *s* umfasst. Die Axen sind am Wagenkasten fest, die Radnaben sehr lang. Boden und Wände des Kastens bestehen aus 4 Cent. starken Brettern.

In Fig. 148 und 149 ist ein gleichfalls hölzerner, zur Kohlenförderung dienender Wagen vom Seegraben bei Leoben dargestellt. Derselbe ist zum Entleeren nach der Seite mittelst drehbarer Sturzvorrichtung bestimmt, daher an der Langseite mit einer Thür versehen, welche durch zwei Haken *h* geschlossen wird.

Einen Wagen mit Holzboden und Wänden aus Blech zeigen die Fig. 160 und 161.*) Die Blechwände sind durch Winkeleisen unter sich und mit dem Boden verbunden, die Lager der unbeweglichen Axen durch die Platten *p* solid am Kasten befestigt; die Balken *h* wirken als Buffer.

Bei elliptischen Wägen besteht der Kasten aus einer einzigen

*) Burat, das Material des Steinkohlenbergbaues. Taf. 3.

Blechtafel, deren Verbindung mit dem hölzernen oder eisernen Boden durch ein ringsum laufendes Winkeleisen erfolgt.

Die Einrichtungen des Wagens Fig. 138 wurden bereits oben S. 70 und 80 beschrieben.

Einen Wagen der Saarbrückener Gruben, der sich wegen seines soliden Baues zur Maschinenförderung eignet, zeigen Fig. 143 im Längenschnitt, 144 in der Unteransicht, 145 zur Hälfte im Querschnitt und in der Vorderansicht. Die Wände des Kastens bestehen aus ein-, der Boden aus zweizölligen Brettern. Die Seitenwände sind mit dem Boden durch Winkeleisen von $2^1/_2''$ Breite und $^1/_4''$ Dicke, die Rückwand *a* mit den Seiten und dem Boden durch ein ebenso starkes hufeisenförmig gebogenes Winkeleisen verbunden, welches mit seinem horizontalen Theile unter die Rückwand *a* eingreift. An der Vorderseite befindet sich eine Thür *t*. Um den oberen Rand läuft eine Schiene von $1^3/_4''$ Breite und $^1/_4''$ Dicke, um Seitenwände und Boden sind in der Mitte und nächst der Thür solche von $1^3/_4''$ Breite und $^3/_8''$ Dicke gelegt. Am Boden endlich sind noch die Schienen *cd* angebracht; *c* ist $2''$ breit, $^3/_8''$ stark und dient zur Befestigung der Lager, *d*, $2^1/_2''$ breit und $^3/_8''$ dick, zur Verbindung mehrerer Wägen. Der Thürverschluss erfolgt beiderseits durch Platten *e*, die an der Innenseite des Kastens befestigt und mit vertikalen Schlitzen versehen sind, ferner durch Eisenstangen *f*, welche an einem Ende abwärts, am anderen horizontal gebogen sind; nach Aufwärtsdrehung um 90^0 kann *f* gegen die Mitte der Thür gezogen und dadurch letztere frei gemacht werden. Die Axen sind durch aufgelegte Bänder an den Lagern festgehalten, die mit Eisen beschlagenen Holzstücke *n* dienen als Buffer.

Die Construktion des Colson'schen Walzenwagens ist gänzlich von der sonst üblichen verschieden. Dieser Wagen besteht aus zwei Scheiben *s* Fig. 154, welche am Umfange wie Radkränze geformt und an dem Blechcylinder *c* festgenietet sind. Zur Verbindung mehrerer Wägen mit einander, sowie als Angriffspunkt für die Zugkraft (Pferde) dienen eiserne Schienen, welche mit den durchlochten Enden über die an den Rädern angegossenen Zapfen *z* geschoben werden. Der Blechcylinder enthält die Ladung und ist mit Oeffnungen zur Füllung und Entleerung versehen. Der ganze Wagen rollt gleich einer Walze auf den Bahnschienen. Dabei ist die Zapfenreibung auf ein Minimum reduzirt, da der Zapfendruck nur der Zugkraft, sonst aber dem Wagengewichte gleichkommt. Wenn jedoch die Ladung nicht fest eingefüllt ist, müssen deren Stücke bei jeder Umdrehung gehoben werden und fallen wieder herab, ohne die zur

Hebung aufgewendete Arbeit ganz zurückzugeben; der daraus resultirende Widerstand wird den Gewinn durch verminderte Zapfenreibung wieder aufheben. Anderseits wäre es eine zeitraubende und kostspielige Manipulation, den Wagen so sorgfältig zu füllen, dass jedes Kollern vermieden ist, und dies mag der Grund sein, warum diese sonst sinnreiche Erfindung keine Verbreitung gefunden hat.

B. Gefässe zur vertikalen oder stark geneigten Förderung allein.

Zur Förderung, welche nur in vertikaler Richtung stattfindet, werden benützt: Tonnen, Säcke, Netze, Kästen, Skips, Kibbles, Haspelkübel. Zu den blos unter stärkerer Neigung (über 0·05 bis 0·07 Bahngefälle) erfolgenden Förderungen gebraucht man dieselben Gefässe, welche dann irgend eine Leitung erhalten, ferner Wägen, endlich Kästen oder Kübel auf hängenden Bahnen.

Nebstdem sollen in diesem Abschnitte auch die Gefässe zur Hebung von Menschen besprochen werden.

Eine Förderung in vertikaler oder stark geneigter Richtung allein kommt selten vor; es schliesst sich daran meist eine Förderung auf horizontaler Bahn. Die angeführten Gefässe müssen daher umgeladen werden und sind nur dann zweckmässig, wenn das Förderquantum gering, der Betrieb vorübergehend ist, z. B. beim Abteufen von Schächten, bei Herstellung von Gesenken, dann bei Grubenbauen, welche von geringer Ausdehnung sind und keine gut eingerichteten Förderbahnen besitzen. Die bei Tonnen angegebenen Einrichtungen zur Befestigung an der Schurzkette, zum Schachtverschluss und zur Führung sind grossentheils auch bei den anderen ähnlichen Fördergefässen verwendbar.

Tonnen. Die Fördertonnen Fig. 146 sind aus etwa 2 Cent. starken Dauben von hartem Holz hergestellt, mit einem Boden versehen und oben offen. Die Dauben werden durch eiserne Reife zusammengehalten. Zur weiteren Verstärkung, sowie zur Befestigung der Schurzkette dienen zwei Eisenschienen *s*, die sich am Boden der Tonne kreuzen. Alle Vorragungen der Beschläge sind thunlichst zu meiden, damit die Tonne, wenn sie nicht geführt wird, im Schachte nicht hängen bleibt. Bei der gewöhnlichen Fassung von 5—800 Kil. Gestein beträgt deren Gewicht 150—300 Kil., wovon der grössere Theil auf die Beschläge entfällt.

Die Verbindung mit der Schurzkette soll leicht zu lösen sein, da die in's Füllort hinabgelassene Tonne gewöhnlich vom Seile

abgehängt wird. Die folgende Verbindung ist häufig angewandt. Im untersten Glied der Schurzkette hängt ein grösserer Ring, in diesem zwei kleinere und an den letzteren zwei Ketten mit Haken an den Enden, welche in Oeffnungen an den Schienen *s* Fig. 146 eingehängt werden. Da jedoch diese Haken sich auslösen können, ist es zweckmässiger, die vier Zweigketten unveränderlich an der Tonne zu befestigen und in zwei Ringen zu vereinigen, welche in einen am Ende der Schurzkette befindlichen Haken gehängt und durch eine besondere Vorrichtung gegen selbstthätiges Auslösen gesichert werden. Derart eingerichtete Schurzkettenhaken zeigt Taf. V. In Fig. 155 ist es die Feder *f*, welche das Austreten der Kettenringe hindert und zurückgedrückt werden muss, um letztere einzuhängen. Nach Fig. 159 ist der Haken im obern Theile mit einem Schlitz versehen, und darin die Schiene *s* drehbar, welche durch die Feder *f* an das Hakenende gedrückt wird. Der Haken *h* Fig. 157 und 158*) ist durch seine eigenthümliche Form gegen Auslösung gesichert; der Drehbolzen wird dabei durch eine versenkte Mutter *m* befestigt. Die zweckmässigste Einrichtung zeigt Fig. 147; der Haken besteht aus zwei Theilen *abc* und *acb*, welche sich in der unteren Hälfte, längs *bc*, mit ebenen Flächen überdecken und bei *b* durch einen ausziehbaren Stift verbunden sind.

Bei der Förderung mit Tonnen bewegen sich deren stets gleichzeitig zwei, die eine beladen auf-, die andere leer abwärts. Während des Aufzuges wird unten eine Tonne gefüllt und mit der am Seil herabkommenden leeren ausgewechselt. Das Beladen erfolgt am leichtesten, wenn im Füllort nach Fig. 182 an der Schachtseite eine Vertiefung angebracht ist, in welche die niedergehende Tonne *t* durch eine schiefe Bühne *b* geleitet wird. Soll der Schachtquerschnitt frei bleiben, so befestigt man bei *r* Fig. 146 ein Seil, welches vom Füllort aus mit einem Haken, dann mit der Hand gefasst wird und zum Anziehen der Tonne, sowie beim folgenden Aufzug zum Einleiten derselben in den Schacht dient.

Die Entleerung der am Tagkranz angelangten Tonnen erfolgt verschieden. Der Inhalt derselben wird mitunter auf den Boden, meist jedoch in Förderwägen gestürzt, und dann mittelst der letzteren weiter transportirt. Im ersten Falle kann an der Mündung des Schachtes eine schräge Bretterwand *b* Fig. 185 befestigt werden, welche die aufsteigende Tonne nöthigt, sich seitwärts zu bewegen; bei den darauf folgenden Schwingungen nach entgegengesetzter Seite

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1869, 14. Bd. S. 242.

wird das Seil niedergelassen, die Tonne auf den Boden *c* gezogen und unter fortwährendem Nachlassen des Seiles umgestürzt. Um eine vollständige Entleerung zu erzielen, genügt es, die Tonne an der Bodenseite aufzuheben. Bei schwerer Ladung erfolgt diese Hebung durch die Fördermaschine selbst; sobald nämlich die Tonne umgestürzt ist, wird an den Rand derselben die am Pflock *p* feste Kette *q* mittelst eines Hakens eingehängt, und eine zweite Kette *r* einerseits in den Ring am Boden der Tonne, anderseits in die Schurzkette eingehakt. Zieht man nun das Förderseil empor, so wird die Tonne zugleich vom Boden gehoben und in eine schräge Stellung gebracht, so dass sie sich entleert.

Werden die Tonnen in Wägen ausgestürzt, so ist die Schachtöffnung meist mit einer horizontalen Thür, der Hängebank, versehen, auf welcher die Schienen der Tagbahn fortgesetzt sind. Nach erfolgtem Aufsteigen der Tonne wird die Hängebank zugeklappt, der Wagen untergeschoben und die Tonne gewendet. Letzteres erfolgt auf zweierlei Art. Man befestigt am Boden der Tonne ein Seil, welches über eine Rolle zu einem mit Spillenrad versehenen Rundbaum läuft. Durch Drehung des letzteren wird die mit der Hand gehörig dirigirte Tonne gestürzt. Da durch selbstthätiges Zurückdrehen des Spillenrades Unfälle vorgekommen sind, ist es zweckmässig, dasselbe mit einem Sperrrad zu versehen. Statt durch Menschenhand kann der Rundbaum auch mittelst ausrückbarer Transmission von der Fördermaschine bewegt werden.*) Die zweite Methode besteht darin, nach Fig. 165 am Boden der Tonne *t* ein an dem Balken *b* festes Seil *s* einzuhängen und danach das Förderseil *f* niederzulassen, wobei die Tonne sich in den Wagen *w* entleert.

Auch verwendet man Tonnen Fig. 166 und 167 mit einer Thür am Boden, die um die Axe *ab* drehbar ist und für gewöhnlich durch den Hebel *e* geschlossen erhalten wird, über welchen man oben den Ring *f* legt. Einen andern Verschluss zeigt Fig. 156; die Thür ist bei *a* drehbar und bei *b* am Beschlag derselben eine durchlochte drehbare Schiene angebracht, welche über den an der Tonne festen Zapfen *c* geschoben und durch einen Vorstecknagel befestigt wird. Thüren am Boden der Tonnen gestatten das rascheste und bequemste Stürzen, bringen jedoch wie bei Eisenbahnwägen den Nachtheil zu geringer Dauer und zu häufiger Reparaturen mit sich.

Eine eigenthümliche Methode des Stürzens, bei der Förderung nach abwärts auf der Steinkohlengrube Maria bei Düren angewandt,

*) Ponson's Steinkohlenbergbau, deutsch von Hartmann, S. 665 u. 666.

zeigt Fig. 163.*) Von entgegengesetzten Seiten eines mit Bremse versehenen Rundbaumes *w* laufen Förderseile zu den Tonnen $t\,t_1$, deren eine stets mit Kohlen beladen abwärts geht und durch ihr Uebergewicht die andere leere aufzieht. An den Boden der Tonnen schliessen sich Ketten $s\,s_1$, die in der Mitte des Bremsschachtes befestigt sind. Die Füllung erfolgt durch trichterförmige Kästen $k\,k_1$ Emit Schiebern. Gegen nde des Niederganges wird der Boden der Tonne durch die Kette $s\,s_1$ zurückgehalten, und da das Förderseil noch weiter abwärts geht, dreht und entleert sich die Tonne in die Rollkästen $r\,r_1$, aus welchen die Kohlen in die Förderwägen abgelassen werden.

Auch zur Förderung in stark geneigter Richtung werden mitunter Tonnen benützt. Dieselben gleiten auf Kufen *a* Fig. 152 und 153, d. i. gekrümmten an der Tonne befestigten Hölzern oder Eisenstäben. Der geneigte Schacht muss dann mit einer Bretterverschalung, dem Tonnenfach *t* versehen sein. Man lässt auch die Kufen weg, gibt der Tonne elliptischen Querschnitt und rundet das Tonnenfach aus, wodurch das Rollen der Tonne vermieden ist, oder versieht diese seitlich mit horizontalen Zapfen, die in festen Leitungen gleiten. Diese Förderungsarten sind wegen starker Reibung und Abnützung der Theile alle unvortheilhaft und sollen höchstens vorübergehend zur Anwendung kommen.

Die Hängebank, welche den Schacht abschliesst und nur beim Ankommen und Abgang der Fördergefässe geöffnet wird, ist eine horizontale Thür aus Pfosten, deren zwei Flügel in der Ebene der Förderseile zusammenstossen und mit halbrunden Ausschnitten für letztere versehen sind. Um den Wagen aufschieben zu können, wird die Hängebank mit Schienen versehen; sie muss hinreichend stark sein, um die Belastung mit aller Sicherheit zu tragen. Bei grösserem Gewichte wird das Oeffnen durch Seile, welche über Rollen zu Gegengewichten laufen, erleichtert. Statt der Hängebänke benützt man auch Schiebebühnen, welche von beiden Seiten her bis an die Seile geschoben werden, und mit Rädern auf Schienen laufen, die nächst dem Rand der Schachtöffnung gelegt sind; sie haben grössere Dauer, sind aber weniger einfach und geben, wenn das Oeffnen derselben unterlassen wurde, eher zu Unfällen Anlass als Hängebänke, welche im genannten Falle durch die aufsteigende Tonne selbst geöffnet werden.

Wegen ihrer abgerundeten Form gehen Tonnen und ähnliche

*) Preuss. Zeitschrift 1861, 9. Bd. S. 187 A.

Gefässe, dann Säcke bei geringer Fördergeschwindigkeit (0·6 bis 1·3 m) ohne Anstand durch den Schacht, wenn dessen Abtheilungen durch Scheider getrennt und verlattet sind. Ist dies nicht der Fall oder eine grössere Fördergeschwindigkeit erforderlich, so muss die Tonne eine Führung erhalten. Von den Führungen ist bei den Förderschalen näher die Rede. Bei Tonnen u. s. w. wird zwischen diesen und dem Seil ein horizontaler Balken oder Rahmen eingehängt, der an festen Leitstangen gleitet, so dass die Tonne nur wenig schwankt und die Fördergeschwindigkeit bis gegen 3 m steigen kann.

Fig. 168 zeigt eine solche Leitung; *l* sind die an der Zimmerung befestigten, durch den ganzen Schacht fortlaufenden Leitsparren, *a* der am Ende mit Ausschnitten oder mit vorragenden Eisenschienen versehene, zur Führung dienende Balken. Dieser kann indessen eine schräge Stellung annehmen, und sich klemmen, daher nach Fig. 169 und 170 besser ein Rahmen zu verwenden ist, bestehend aus Balken *a*, Führungsleisten *l* und diagonal gestellten Brettern *b*.

Die letztere Einrichtung ist namentlich beim Abteufen von Schächten gut verwendbar.*) Das Förderseil geht dann lose durch den Rahmen, der auf dem Seilschurz *s* ruht. Beim Niedergang setzen sich die unten mit Eisen beschlagenen Bretter *l* auf Vorsprünge *v* am unteren Ende der Zimmerung, die Tonne kann daher bis in den Schachtsumpf gelangen, ohne dass der Rahmen die Führung verlässt. Fig. 176 und 177 zeigen einen ähnlichen, jedoch eisernen Leitrahmen, welcher aus zwei U förmigen Gleitbacken und den Schienen *abc* besteht, die zur Verbindung und Absteifung dienen.

Wie bei Förderschalen werden statt der Leitsparren auch Drahtseile verwendet.

Ponson**) beschreibt einen Apparat Fig. 193 und 194, der bei Schächten ohne Scheider das Zusammenstossen der sich begegnenden Tonnen verhüten soll. Die Förderseile $s s_1$ gehen zwischen Röllchen *r* durch einen Rahmen, der auf dem Schurz des niedergehenden Seiles ruht; bei der Begegnung nimmt der Schurz des aufgehenden Seiles den Rahmen mit und hebt ihn zum Tagkranz zurück. Da stets nur in der oberen Schachthälfte zwei Seile neben einander laufen, ist jede Collision derselben vermieden. Allein abgesehen davon, dass kleine Rollen nicht lange in Gang bleiben, sucht sich der Rahmen durch sein Eigengewicht schief zu stellen, was nicht nur

*) Preuss. Zeitschrift 1854, 1. Bd. S. 144.

**) Ponson, Steinkohlenbergbau, deutsch v. Hartmann, S. 675.

den Seilen nachtheilig ist, sondern auch leicht eine Störung im Gang hervorrufen kann.

Säcke. Diese bestehen aus zwei zusammengenähten Ochsenhäuten. Längs der Nath, sowie senkrecht darauf, werden Ketten befestigt und die obersten Ringe derselben in den Schurzkettenhaken eingehängt. Um den Sack zu füllen, wird derselbe am Boden des Füllortes ausgebreitet; das Entleeren geschieht wie bei Tonnen. Das Gewicht eines Treibsackes für 6—700 Kil. Ladung beträgt 50—60 Kil. Scharfkantige Ladung und Frost schaden den Säcken; im Uebrigen hängt es von den lokalen Preisverhältnissen ab, ob sie den Tonnen vorzuziehen seien oder nicht. Auch in geneigten Schächten können Säcke verwendet werden, was indessen noch weniger als bei Tonnen zu empfehlen ist. Im Ganzen sind dieselben nur sehr wenig im Gebrauch.

Netze. Zum Heben der grösseren Steinsalzstücke werden auf den galizischen Salzbergbauen aus Seilen gefertigte Netze benützt, deren Füllung wie bei Treibsäcken erfolgt. *)

Kästen. Darunter sind hier hölzerne Fördergefässe mit rechteckigem Querschnitt verstanden, welche ausser bei der combinirten auch hie und da bei der vertikalen oder stark geneigten Förderung allein vorkommen. Fig. 164 zeigt ein solches Fördergefäss mit eigenthümlicher Sturzvorrichtung. Der hölzerne Kasten *k* ist beiderseits mit drei Zapfen *abc* versehen und durch dieselben zwischen hölzernen Leitsparren *l* geführt. Ober der Schachtmündung sind Hilfsleitungen *m*, und an deren Aussenseite drehbare Hebel *d* befestigt, welche sich gegen Widerlagen an den Leithölzern *l* lehnen. An den einander zugekehrten Seiten der Hölzer *l* befinden sich in passender Höhe Ausschnitte *n*. Die Zapfen *c* sind so lang, dass sie beim Aufziehen des Fördergefässes die Hebel *d* zurückdrehen, wonach diese wieder in die frühere Stellung zurückfallen. Hierauf wird das Förderseil niedergelassen. Dabei setzt sich der Kasten zuerst mit den Zapfen *c* auf die Hebel *d* und dreht sich dann in der Richtung des Pfeiles bis in die punktirte Stellung, wobei die Zapfen *b* nach b_1 gelangen und den Niedergang begrenzen. Um den entleerten Kasten wieder in den Schacht einzulassen, muss man denselben zuerst etwas heben und die Hebel *d* zurückdrehen. Der Inhalt fällt durch den Trichter *t* in den Eisenbahnwagen *w*.

Aehnlich ist die sächsische Tonne eingerichtet, welche zur Förderung sowohl in saigeren als in tonnlägigen Schächten dient.

*) S. „Erfahrungen“ 1854. S. 16.

Die Zapfen *b* Fig. 164 sind bei derselben weggelassen, die Zapfen *a* und *c* durch Rollen ersetzt, welche sich zwischen zwei Leitsparren bewegen; das Stürzen erfolgt wie früher.

Auf Bremsbergen, wo an dem grösseren Reibungswiderstand nichts gelegen ist, verwendet man an einigen Orten Preussens Holzkästen, die in einem Tonnenfach aus buchenen Latten gleiten, auch mit Schleifbrettern versehen sind. Der Boden ist behufs Entleerung durch eine Thür mit Vorreiber ersetzt. Die Bremsschächte erfordern dabei eine geringe Ortshöhe.*)

Skips.**) Dies sind Blechgefässe mit quadratischem Querschnitt, welche in den englischen Zinnbergwerken zur Förderung in vertikaler und stärker geneigter Richtung verwendet werden. Der Boden ist schräg, um die Entleerung zu erleichtern, und die Seitenwand, gegen welche der Boden abwärts geneigt ist, unten mit einer Thür versehen. Die Führung erfolgt meist durch 4 Räder mit Spurkränzen, welche zwischen 4 Leitsparren laufen. Die Skips eignen sich deshalb zur Förderung in tonnlägigen Schächten mit stark veränderlicher Neigung, doch ist das Gewicht derselben, welches bei 600 Kil. Ladung 400 Kil. beträgt, bedeutend.

Kibbles. Diesen Namen führen Tonnen aus Blech, welche gleichfalls in englischen Bergbauen zur Schachtförderung benützt werden. Fig. 178 zeigt ein solches Fördergefäss. Dasselbe besteht aus sechs über einer Form gehämmerten Blechplatten, welche durch Nieten unter einander und mit dem etwas gewölbten Boden verbunden sind. Zur Verstärkung des obern Randes werden daselbst die Bleche zu einem Wulst umgestülpt. Am Boden ist ein kleiner und am obern Rande ein grösserer, drehbarer Bügel befestigt, welcher letztere zur Befestigung des Kibble am Seil dient. Bei 350 bis 760 Kil. Ladung beträgt das Gewicht 0·4 bis 0·3 der Förderlast. Das Füllen erfolgt von Hand, das Entleeren ähnlich wie bei Tonnen.

Haspelkübel. Bei der durch Menschenkraft betriebenen Fördermaschine, dem Haspel, werden Kübel benützt, welche nach Fig. 171 aus Dauben gefertigt, mit Eisen beschlagen und oben mit einem drehbaren Bügel *a* versehen sind. Zum Anhängen an die Schurzkette dient am besten ein Bolzen *b*, der durch eine Oeffnung im Bügel *a* gesteckt wird.

Als Material verwendet man zweckmässiger hartes als weiches Holz, welches mehr Wasser ansaugt und dadurch den Kübel schwerer

*) Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Bd. S. 76.

**) Annales des mines, 6. Reihe, 2. Bd. S. 174.

macht. Dieser wird nach oben erweitert, um das Füllen und Stürzen zu erleichtern; aus letzterem Grunde macht man auch den Querschnitt häufig oval. Der Durchmesser soll gering sein, damit die Kübel nicht leicht gegen einander und die Schachtwände streifen, was bei Haspeln, wo die Seile seitlich weiterrücken, eher möglich ist. Der Beschlag besteht aus drei Reifen von Bandeisen; mitunter kommen dazu noch vertikale Schienen. Der Bügel *a* soll so stark gekrümmt sein, dass er in der umgelegten Stellung auf oder ausser den Kübelrand fällt, um die Füllung nicht zu stören. Bei einer Fassung von 60 bis 150 Kil. wiegt der Kübel 12 bis 24 Kil.

Das Füllen erfolgt von Hand, bei stärkerer Förderung wie bei Tonnen während des Aufzuges; das Stürzen durch Umkehren. Liegt der Sturzplatz nahe, so wird der Kübel mittelst einer unter dem Bügel durchgesteckten Stange fortgetragen, sonst aber in einen Wagen entleert. Ist, wie gewöhnlich, keine Hängebank vorhanden, so muss der Kübel unter Nachlassen des Seiles seitwärts vom Schacht gezogen werden, wobei zur Sicherung der Arbeiter wie in Fig. 185 eine schiefe Wand *b* zweckmässig ist. Bei Anwendung einer Hängebank lehnen sich deren Flügel gegen die schiefen Streben des Haspelgerüstes und sind am unteren Ende drehbar.

Soll der Kübel zur geneigten Förderung verwendet werden, so erhält derselbe entweder Kufen oder einen ovalen Querschnitt und eine ausgerundete Bahn, wie für Tonnen angegeben wurde.

Wägen auf geneigten Bahnen. Gewöhnliche Wägen sind zur geneigten Förderung nur verwendbar, wenn die Bahnneigung gering ist, da sonst die Ladung herausrollt. Im entgegengesetzten Falle kann man an den Axen Räder von verschiedenem Durchmesser anbringen oder den Kasten am Gestell aufhängen, wobei auch das Stürzen erleichtert ist.

Fig. 179 zeigt die Haspelförderung mit Wägen auf einer geneigten Eisenbahn der Eisensteingrube Schäfferötz bei Werfen.*) Der Wagen wird mittelst eines Haspels aufgezogen und läuft dann über die geneigte Bahn *a* unter Nachlassen des Seiles abwärts auf die drehbare Bühne *b*, wobei der früher an der Vorderseite gelegene Bügel *c* in die gezeichnete Stellung gelangt und die Bühne *b* sich so weit neigt, dass der Inhalt durch eine Thür in den Wagen *w* der Streckenförderung entleert werden kann.

Einen Wagen mit drehbarem Kasten zum Aufwärtsfördern

*) „Erfahrungen" 1855, S. 22.

zeigen Fig. 183 im Auf- und 184 im Grundriss.*) Der Kasten *t* desselben hat die Form eines Kübels von elliptischem Querschnitt und ist mit zwei Drehzapfen versehen, welche durch die Schienen *s* gestützt werden. An diesen befinden sich die Wagenaxen. Der Bügel *b* dient zum Anhängen an's Seil. Fig. 175 zeigt den Wagen auf der horizontalen Bahn; da der Schwerpunkt des Kübels unter dem Drehpunkt liegt, hält derselbe stets die normale Stellung ein. Das Ausstürzen erfolgt sehr leicht durch Drehung des Kübels in der Richtung des Pfeiles, und um diese Bewegung zu gestatten, liegt die Axe *a* etwas weiter von den Drehzapfen als die andere *c*. Da aber die beiden Schienen *s* nur durch den Bügel *b* und die Wagenaxen mit einander in Verbindung stehen, wird die Construktion nur dann eine gewisse Solidität bieten, wenn die Wagenaxen an den Schienen *s* fest und die Räder lose sind.

Bei der Förderung abwärts werden auch selbstthätige Ausstürzvorrichtungen angebracht; eine solche zeigt Fig. 172. Der Wagenkasten ist mit Zapfen *o*, welche höher als die Schwerpunkte des vollen wie des leeren Kastens liegen, am eisernen Gestell aufgehängt. Am Kasten sind seitlich vorstehend Rollen *r* angebracht, am unteren Bahnende Balken aufgestellt und an diese ausgehöhlte mit Eisen beschlagene Holzstücke *h* befestigt. Beim Niedergang stossen die Rollen *r* gegen *h*, daher der Wagenkasten umgedreht und entleert wird. Da *r* höher als *o* liegt, beträgt die Drehung weniger als 180°, der Schwerpunkt des leeren Kastens bleibt daher auf der bahnabwärts liegenden Seite von *o*, so dass beim folgenden Aufziehen des Wagens die Rückdrehung stattfindet.

Kübel und Kästen auf hängenden Bahnen. Die Vor- und Nachtheile dieser Bahnen wurden bereits S. 40 dargestellt. Sie sind für geneigte Förderung besser verwendbar, wo die Förderlast gering ist; die Anlage kostet weniger als für eine auf der Sohle liegende Bahn und die Widerstände sind kleiner als bei Bewegung von Kübeln in einem Tonnenfach. Man empfiehlt dieselben zum Abwärtsfördern in Aufbrüchen und Verhauen der Kohlenbergbaue, wo sich Haufwerk sammelt, welches die Benützung und Verlängerung einer gewöhnlichen Bahn erschwert.

Eine hängende Bahn mit Kübeln zur Haspelförderung zeigen Fig. 187 im Längenschnitte und 186 in der Ansicht.**) Die Bahn besteht aus Kantenschienen *s* und ist nach Fig. 162 durch Träger *t*

*) Bull. de la soc. de l'industrie minérale, 1862, 7. Bd. S. 608.

**) Ebendas. S. 607.

an der Zimmerung aufgehängt. Auf derselben läuft die Rolle *r*, deren Axe in einem Haken *n* endigt. Die drei Ketten Fig. 187 des Kübels sind in einem Ring vereinigt, der an den Haken gehängt wird; ein zweiter mit dem ersten verbundener Ring dient zum Einhängen des Förderseiles. Die Bahn neigt sich am oberen Ende so weit gegen die Sohle, dass der Kübel auf den Boden gelangt, wodurch das Stürzen erleichtert ist.

Eine von Beer*) in Pribram zum Betrieb eines Abteufens mit Haspel eingerichtete hängende Bahn zeigen Fig. 199 u. 200. Mit den Stempeln *s* sind kurze Querhölzer *t* überblattet, und in Einschnitten der letzteren durch Holzkeile die Kantenschienen *k* befestigt. Auf diesen laufen zwei Rollen *r*, deren Axen durch zwei Schienen *n* verbunden sind. An die Axe der obern Rolle *r* schliesst sich ein Bügel zur Befestigung des Zugseiles; mit den Schienen *n* ist die Hängstange *h* für den Kasten *a* drehbar verbunden. Diese muss, damit der Kasten nicht an die Schienen streift, bei steiler Neigung eine grössere Länge erhalten, was die Füllung nur erleichtert, weil der Kasten tiefer hinabgelassen werden kann, als bis zum Ende der Bahn. Der Kasten ist bei *o* drehbar, daher leicht zu entleeren.**)

Zu den hängenden gehören auch die Seilbahnen, welche aus einem an beiden Enden befestigten Seil bestehen, und zur Förderung kleiner Quantitäten, doch nur unter günstigen Lokalverhältnissen, z. B. an einem Gehänge ober Tags benützt werden können, da für die Einbiegung des Seiles durch sein eigenes und das Gewicht des Fördergefässes ein nicht zu geringer Raum vorhanden sein muss, wenn das Seil nur eine mässige Spannung erhalten soll. Das Fördergefäss läuft wie bei den hängenden Schienenbahnen mit zwei Rollen auf dem Seil und kann wieder mit einer selbstthätigen Stürzvorrichtung versehen werden. Eine solche Bahn, zur Abwärtsförderung von Bergen dienend, stand einige Zeit zu Leoben im Gebrauch, eine andere ist beim Steinsalzwerk zu Erfurt im Betrieb.***)

Seilbahnen wurden ferner bei den Salinen zu Parajd und zu Thorda†) hergestellt. Die Förderung erfolgt aus dem Füllort *f* Fig. 195 einer Strecke, die in den conischen Grubenraum *R* mündet, und von da weiter durch den Schacht *s*. Die Bahn besteht aus dem

*) Vers. der Berg- u. Hüttenmänner zu Wien, 1859, S. 130.

**) Eine von Prof. v. Miller projektirte hängende Bahn s. Jahrb. der k. k. Bergakademieen 1863, 12. Bd. S. 226.

***) Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Bd. S. 77.

†) Jahrb. der k. k. Bergakademieen, 1864, 13. Bd. S. 135.

Seil *a*, welches im Füllort sowie ober dem Tagkranz befestigt, und über die Rolle *r* gelegt ist; der Treibsack *t* hängt am Förderseil *b* und ist mit dem Leitseil *a* durch einen Kloben *c* mit zwei Rollen verbunden. Die Bewegung durch die verschiedenen Neigungen erfolgt anstandslos; beim Eintritt in den Schacht *s* muss der Kloben *c* die Rolle *r* passiren, daher das Leitseil *a* nicht zu scharf gespannt sein darf.

Gefässe zur Förderung von Menschen. Bei geringen Tiefen, wo die Förderung mittelst Haspel und Hanfseil erfolgt, benützt man, wenn keine Fahrten vorhanden sind, ein kurzes rundes Holzstück, um dessen Mitte das Förderseil gebunden wird. Der Fahrende setzt sich auf das Holzstück, indem er das Seil zwischen die Füsse nimmt und mit den Händen sich daran festhält sowie gegen das Anstreifen an den Wänden sichert.

Bequemer und sicherer ist das Fahren auf einem Knechte. Dieser besteht aus zwei starken Ledergurten, deren einer als Sitz, der andere als Lehne dient. An den Verbindungspunkten der beiden Gurten sind die Enden eines Seiles befestigt, welches in der Mitte seiner Länge durch eine Schlinge mit einem Glied der Schurzkette verbunden ist. Das Grubenlicht wird an eine Schlinge am Knecht gehängt und der Fahrende, welcher die Schurzkette zwischen die Füsse nimmt, behält Hände und Füsse frei, um seine Bewegung im Schachte zu dirigiren. Auf diese Art werden gewöhnlich drei Menschen auf einmal gefördert; die Geschwindigkeit soll der Sicherheit wegen nicht mehr als ungefähr zwei Fuss betragen.

Kübel oder Tonnen ohne Führung zum Ein- oder Ausfahren in Schächten zu verwenden ist gefährlicher, weil diese dem Fahrenden weniger freie Bewegung lassen. Ausser durch herabfallende Steine oder andere Körper sind aber diese Arten der Förderung von Menschen besonders dadurch unsicher, dass letztere an einem vorstehenden Nagel, einem Splitter der Verlattung oder dergl. hängen bleiben können, und zwar ist die Gefahr grösser beim Ein- als beim Ausfahren, weil im letzten Falle das aufgehende Seil das Hinderniss überwindet, im ersteren aber sich Hängseil bildet, welches endlich durch sein Gewicht den Fahrenden in die Tiefe reisst. Desgleichen ereignen sich Unfälle beim Einziehen in das Füllort. Seltener treten dieselben durch Reissen des Seiles ein, wenn, wie gewöhnlich, die Hebung von Menschen nur in den Zwischenräumen der Förderung erfolgt, weil das Seil dann eher durch die schwerere Förderlast zerrissen wird.

Unter den Fördergefässen mit Führung sind besonders Schalen

zur Förderung von Menschen in Verwendung; dieselben müssen dann einen Bretterboden erhalten und sind mit einem Blechdach zum Schutz gegen herabfallende Körper zu versehen. Da die Schale an sich ein bedeutendes Gewicht besitzt, ist die Gefahr des Seilbruches verhältnissmässig grösser und eine möglichst verlässliche Fangvorrichtung nothwendig. Die Fördergeschwindigkeit soll nicht zu hoch steigen, weil das Seil dadurch mehr angestrengt, das Fahren unbehaglicher und beim Niedergang durch rasches Anhalten selbst gefährlich wird.*)

Auf der Grube Whitworth**) bei Durham besteht eine ausschliesslich zur Förderung des Personals bestimmte Dampfmaschine; das Fördergefäss ist ein mit Führung und Fangvorrichtung versehener Blechcylinder mit 2 Etagen, welche 4 bis 6 Menschen aufnehmen.

C. Gefässe zur combinirten Förderung.

Zu dieser Förderung werden die bisher beschriebenen Gefässe verwendet, indem man an denselben entsprechende Modifikationen anbringt, oder besondere Hilfsapparate verwendet, welche den weiteren Transport des für eine Bahn bestimmten Gefässes auf einer anderen gestatten.

Meist wechselt nur die ganz oder nahe horizontale Bewegung mit der stark geneigten oder vertikalen, während die beiden letzteren selten unmittelbar auf einander folgen. Bei den Cornwaller Gruben, wo in demselben Schachte saigere und in verschiedenen Graden tonnlägige Richtung vorkommt, werden die oben beschriebenen Skips benützt.

Zur combinirten horizontalen und geneigten Förderung dienen gewöhnliche Wägen und Gestellwägen für Förderwägen. Bei Combination der Vertikal- und Horizontalförderung kommen vor: gewöhnliche Wägen, in England Skips (von den vorigen ebenso bezeichneten Gefässen wesentlich verschieden), Kisten und Körbe mit Gestellwägen, endlich Schalen (Fördergestelle) für Förderwägen. Fasst man die gleichartigen unter allen diesen Gefässen zusammen, so ergibt sich die unten befolgte Eintheilung derselben, wobei unter Gestellwägen auch jene einbegriffen sind, welche zum Transport der für eine horizontale Bahn von geringer Geleisweite dienenden Förderwägen auf einer solchen von grösserer Geleisweite bestimmt sind.

*) In England beträgt dieselbe allerdings bis 14 und 20 Fuss; Preuss. Zeitschrift 1856, 3. Bd. S. 60.

**) Ebendas. 1862, 10. Bd. S. 91.

Die zur Förderung mit Gestellwägen und Schalen dienenden Förderwägen unterscheiden sich nicht von den unter A. beschriebenen; desgleichen werden stark geneigte Bahnen wie die horizontalen ausgeführt, nur sind sie mehr in Anspruch genommen und sollen Stühle bei den Schienenverbindungen erhalten, namentlich in Krümmungen.

Noch mag bemerkt werden, dass bei der Schachtförderung, ausser wenn sie mit Schalen erfolgt, Hängebänke oder Schiebebühnen zur Verwendung kommen, welche wie die bei Tonnen angeführten construirt sind.

Wägen.

Sollen gewöhnliche Wägen ausser zur horizontalen auch zur tonnlägigen Förderung dienen, so müssen sie die genügende Stabilität besitzen, es darf mithin die Länge des Kastens im Vergleich zur Entfernung der Axen nicht zu gross sein. Die Förderung erfolgt durch Seile, und es werden häufig mehrere Wägen zusammengekuppelt, was wie bei der Förderung mit Pferden, S. 68, oder auf die im IV. Abschnitt angegebene Art erfolgt.

Die Wägen leiden durch die Stösse gegen einander und durch öftere Entgleisungen mehr als bei der horizontalen Förderung, daher sie mit Buffern zu versehen sind und die Anfertigung mindestens des Kastenbodens aus Holz vortheilhaft ist. Bei der Abwärtsförderung leiden ferner die Wägen durch einen raschen Uebergang von der geneigten auf die horizontale Bahn; dagegen soll geholfen werden, indem man nach Fig. 174 ein eisernes Dreieck *d* über die Axen und einen am Wagenkasten festen Zapfen *a* schiebt.

Sind Wägen aus Strecken *a* Fig. 173, welche in verschiedenen Horizonten in den tonnlägigen Schacht münden, abwärts zu fördern, so ist ein ebener Platz *b* erforderlich, auf dem die Wägen gewendet und an das Seil gehängt werden können; bei der Förderung aus einem höheren Horizont überbrückt man den Raum *b* durch eingelegte Schienenstücke. Soll dagegen aufwärts gefördert werden, so benützt man nach Fig. 208 eine bei *o* drehbare, mit Gegengewichten *g* und an der Oberfläche mit Wendeplatten versehene Bühne *p*, welche bei Förderung aus einem tieferen Horizont in die punktirte Stellung aufgezogen wird.

Zur combinirten Horizontal- und geneigten Förderung wären auch die oben beschriebenen Wägen mit drehbaren Kästen verwendbar, welche indessen weniger einfach und solid sind.

Sollen Wägen zur Vertikalförderung benützt werden, so muss der Kasten am oberen Rand mit Haken oder Ringen zur Be-

festigung der Schurzketten versehen sein. Bei Blechwägen werden die Wände ausgebaucht, um das Anstreifen im Schachte unschädlich zu machen und besonders die Räder dagegen zu schützen. Holzwägen erhalten auch in den 4 Ecken der Schachtabtheilung durch aufgenagelte Latten eine Führung. Auf Schächten bei St. Etienne werden 4 Wägen an einen mit gegenüberstehenden eisernen Haken versehenen Rahmen gehängt, oder zu dreien auf Vorsprünge des Rahmens gestellt*); diese Förderungsarten sind verschieden von der mit Schale, und unvollkommener, weil die Wägen am Tagkranz behufs des Auswechselns successiv auf eine Fallthür niedergelassen werden müssen.

Auch bei direkt an's Seil gehängten Wägen sind Hängbänke oder Schiebebühnen nothwendig, welche letzteren nur behufs des Auswechselns vorgestossen und dann wieder zurückgezogen werden, also den Schacht für gewöhnlich offen lassen.

Da wegen der unten hervorgehobenen Nachtheile das direkte Anhängen der Wägen an das Seil selten vorkommt, soll hier nur noch ein eigenthümliches bei englischen Bergbauen verwendetes Fördergefäss, welches den Namen Skip führt, erwähnt werden. Dieses ist ein auf Rädern laufender mit Brettern bedeckter Rahmen. Das Fördergut (Kohlen oder Eisenerze) wird in einen auf dem Skip liegenden Eisenring gebracht, darauf ein zweiter Ring und in diesen eine neue Partie von Stücken gelegt, und so fortgefahren, bis die Ladung, von 3 bis 4 Ringen mit successiv kleinerem Durchmesser zusammengehalten, ganz aufgeschichtet ist. Die Befestigung am Seil erfolgt durch 4 von den Ecken des Rahmens ausgehende Ketten, die oben in einem Ring zusammenlaufen; durch die Strecken werden die Skips von Pferden gezogen.

Die Nachtheile des direkten Anhängens der Wägen an das Seil statt der Verwendung von Schalen sind folgende. Die Wägen leiden mehr, namentlich durch das Aufsetzen auf die Unterlage. Die Förderung kann, besonders bei mangelnder Führung, nur langsam erfolgen. Das An- und Abhängen der Wägen vom Seil verursacht Zeitverlust, auch nützen die Haken u. dgl. sich ab und gewähren weniger Sicherheit. Bei der Förderung aus verschiedenen Tiefen endlich sind Hängebänke oder Schiebebühnen auch an allen Füllörtern nothwendig.

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 4. Bd. S. 420 u. 5. Bd. S. 321.

Gestellwägen für Förderwägen.

Wenn die Hauptförderstrecke eine Bahn von grösserer Geleisweite besitzt als die Nebenstrecken, so benützt man*) auf ersterer Gestellwägen, welche die aus letzteren kommenden Förderwägen aufnehmen. Die Gestellwägen bestehen aus einem auf Rädern laufenden horizontalen Rahmen, auf welchem parallel zu den Axen Schienen befestigt sind, die mit den einmündenden Nebenbahnen in gleicher Höhe liegen, so dass die Wägen von letzteren direkt aufgeschoben werden können. Diese Fördermethode erscheint nur in dem obigen Falle und wenn eine Aenderung der Bahnen zu kostspielig wäre, passend, indem es bei neuen Anlagen offenbar einfacher ist, den Bahnen durchaus gleiche Geleisweite zu geben und Förderwägen allein zu verwenden.

Um die zur Horizontalförderung dienenden Wägen in stark geneigter Richtung transportiren zu können, wendet man mit Vortheil Gestellwägen an, deren Grundform Fig. 180 und 181 zeigen. Sie bestehen aus einem Rahmen *a*, dessen Räder auf der geneigten Bahn laufen. Auf der horizontalen Oberfläche des Rahmens *a* befinden sich Schienen, die zur Aufnahme des Förderwagens dienen, welcher bei der Bewegung über die geneigte Bahn stets in seiner Normalstellung verbleibt. Am Gestellwagen ist das Zugseil *p* befestigt.

Die Förderwägen werden meist aus Strecken *n*, deren Bahn senkrecht zu der des Gestellwagens liegt, aufgeschoben; befindet sich letzterer an der Strecke *n*, so müssen die Schienen auf seiner Oberfläche mit denen der Bahn von *n* correspondiren. Oft werden 2 Wägen auf einmal transportirt, und dann die entsprechenden Geleise am Gestellwagen neben einander gelegt. Das Ganze erhält besonders im letzteren Falle eine ziemliche Höhe, daher wegen genügender Stabilität eine hinreichende Geleisweite nothwendig ist. Diese beträgt meist 1 bis 1·3^{m}. Zur Verminderung der Höhe sind kleine Räder am Gestellwagen zweckmässig, da bei der Aufwärtsförderung unter steiler Neigung die gleitende und wälzende Reibung nur einen kleinen Theil des Gesammtwiderstandes betragen und bei der Bewegung von Lasten abwärts, wo ohnedies gebremst werden muss, ohne Nachtheil sind.

Wegen der Stösse sind die Gestellwägen solid zu construiren.

Das Herabrollen der Förderwägen wird durch zwei Holzstücke $b b_1$, von welchen b_1 fest, b um eine horizontale Axe drehbar und

*) Nach Ponson's Steinkohlenbergbau, deutsch v. Hartmann, S. 627, im Bezirk von Newcastle.

durch einen Stift zu fixiren ist, oder auf andere einfache Weise gehindert.

Der Hub des Gestellwagens muss durch Widerlagen in richtiger Stellung begrenzt werden. Damit dessen Schienen sich denen der Zufuhrbahn anschliessen, lässt man erstere etwas vorragen oder macht die Enden *d* der Schienen der Seitenstrecke vertikal drehbar, so dass sie in Einschnitte am Rahmen des Gestellwagens niedergelegt werden können.

Hat die geneigte Bahn zwei Geleise mit Gestellwägen, von welchen abwechselnd der eine und der andere bei der Mündung der Seitenstrecke anlangt, so dass abwechselnd ein kleiner und ein grosser Zwischenraum zu überbrücken ist, so kann man zwei Paare von Schienenstücken, ein kürzeres und ein längeres, bereit halten, welche in Einschnitte des Gestellwagens und der Schwellen der Seitenstrecke lose eingelegt und danach wieder entfernt werden. Bequemer ist die Anwendung einer drehbaren Bühne *p* Fig. 208 (vergl. S. 94) zur Verbindung mit dem entfernteren, und der direkte Anschluss an den näheren Gestellwagen.

Einen hölzernen Gestellwagen für zwei Förderwägen zeigen Fig. 189 in der Seiten- und 188 in der Vorderansicht. Das Gerüst desselben ist durch drei Schrauben *s* verbunden, der obere Querbalken *q* dient zur Befestigung des Förderseiles. An der Oberfläche befinden sich Winkelschienen *t*, auf welchen die Räder mit den Spurkränzen laufen; an den Enden dieser Schienen sind deren vertikale Ränder wie bei Förderschalen gekrümmt, um das Einfahren der Wägen zu erleichtern, was bei gewöhnlichen Schienen, auf welchen die Radkränze laufen, nicht ausführbar wäre.

Eine geänderte Form, wobei das Gestell etwas niedriger ausfällt, zeigt Fig. 203 *); der Förderwagen steht ausnahmsweise in der Längenrichtung des Gestellwagens. Dieser ist, wie es bei Bremsbergen erfordert wird, mit einer Vorrichtung zur Regulirung der Seillänge versehen, deren Detail Fig. 196 im Grundrisse zeigt. Das Seil geht über eine Rolle *r*, ist in einer Hülse *b*, welche aus zwei durch Schrauben verbundenen Theilen besteht, eingeklemmt und am Ende aufgestaucht. An der Büchse befinden sich zwei Zapfen, welche durch kurze Zugstangen *a* mit zwei anderen an einer Büchse *c* befindlichen Zapfen in Verbindung stehen. Durch die Bohrung der Büchse *c* geht die Schraubenstange *d*, deren Mutter *m*

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1866, 12. Bd. S. 68.

Bayerische Staatsbibliothek München.

am Rahmen fest ist; mittelst des Schlüssels *s* wird die Stange *d* gedreht und die Gegenmutter *g* hindert die Rückdrehung.

Ein ganz eiserner Gestellwagen*) ist durch Fig. 191 u. 192 in der Seiten- und Vorderansicht dargestellt. Derselbe besteht aus zwei Rahmen *a*, mit welchen die Platten *bc* durch Schrauben verbunden sind. Auf den horizontalen, hochkantig gestellten Platten *c* sind die Eisenbahnschienen *d* befestigt. Die zwei Rahmen sind oben durch Platten *pq*, unten durch den Bolzen *r* verbunden und dienen zur Befestigung der Wagenaxen, auf welchen die Räder lose sind. Die Verbindung mit dem Zugseil erfolgt durch die Stange *t*. Am oberen Ende der Bogen *b* sind mehrere Schraubenlöcher angebracht, um die Schienen *c* unter beliebigem Winkel gegen die Rahmen *a* feststellen zu können; daher lässt sich der Gestellwagen für Bahnen von verschiedener Neigung verwenden.

Die Skizzen Fig. 206 und 207**) zeigen einen von Westmeyer construirten zur Förderung aus einem tonnlägigen Schacht dienenden Wagen, welcher vier Gestelle *a* für Förderwägen enthält, und am oberen und unteren Ende des Schachtes auf horizontale Bahnstücke übergeht, wobei die Gestelle *a* in gleiche Höhe gelangen und das Auswechseln der Förderwägen auf allen gleichzeitig stattfinden kann. Der Wagen besteht nämlich aus zwei bei *d* drehbar verbundenen Rahmen *df* und *de*, von welchen *df* auf einem, *de* auf zwei Räderpaaren läuft; dann aus zwei Stangen *cg*, welche durch Gelenke *gb* mit *df* verbunden sind. Die Gestelle *a* werden durch vertikal ober einander liegende Drehzapfen an *cg* und *ed* befestigt. Wenn *g* stets vertikal ober *d* liegt, können sich *cg* und *ed* um *g* und *d* beliebig drehen, ohne dass die Gestelle *a* aus der vertikalen Stellung kommen. Beim Uebergang der Räder *r* von der geneigten auf die horizontale Bahn ist obige Bedingung nur erreichbar, wenn *d* in die Axe des Rades *s* fällt, weil sonst *d* sich um diese Axe dreht, die Form des Dreieckes *dbg* sich ändert und *g* nicht mehr vertikal ober *d* liegt; nebstdem muss die Bewegung aufhören, sobald das Rad *s* die horizontale Bahn erreicht hat, da sich sonst wieder *bd* um *d* dreht. Liegt *d* ausser der Axe von *s*, so findet beim Uebergang eine kleine unschädliche Abweichung der Förderwägen von der normalen Stellung statt, diese wird jedoch wieder erreicht, sobald die Räder *s* nach Fig. 207 so weit fortgeschritten sind, dass *df* parallel zur geneigten Bahn liegt.

*) Burat, Material des Steinkohlenbergbaues, deutsch v. Hartmann, S. 49.

**) Preuss. Zeitschrift 1860, 8. Bd. S. 193.

Selbstverständlich bezieht sich das Gesagte auch auf die rückkehrende Bewegung des Wagens. Am oberen Ende ist die Bahn über die Schachtmündung fortgesetzt, der Wagen wird höher emporgezogen und auf eine vorgeschobene horizontale Bühne niedergelassen.

Mitunter wird der Gestellwagen mit einer Fangvorrichtung versehen, welche denselben bei einem Seilbruch aufzuhalten bestimmt ist. Man benützt dazu eine drehbare unten gegabelte am Wagen befestigte und geschärfte Eisenstange, welche beim Aufgang nachgeschleppt wird und, wenn das Seil reisst, sich in die Sohle oder gegen eine Bahnschwelle stemmt. Beim Niedergang des Wagens muss die Stange aufgedreht und in dieser Stellung befestigt werden; die Vorrichtung eignet sich daher nur zur Aufwärtsförderung, wo das Seil durch die Last beim Aufgang mehr in Anspruch genommen, daher die Gefahr beim Niedergang geringer ist. Auch verbindet man mit dem obern Ende des Wagens einen drehbaren Haken, der im Momente, wo das Seil reisst, niederfällt und sich an den Bahnschwellen festhängt.*)

Gefässe ohne Räder mit Gestellwägen.

Diese Gefässe sind Körbe, Tonnen und Kästen, welche von den Abbauen aus bis zur Hauptförderstrecke entweder auf kleinen Gestellwägen, oder, wenn die Neigung der Strecken genügend ist, auf Schlittenkufen bewegt werden. Die kleinen Gestellwägen mit Kästen unterscheiden sich von anderen Förderwägen nur dadurch, dass der Kasten auf dem Gestelle lose aufruht, und behufs des weitern Transportes davon abgenommen werden kann.

Auf der Hauptförderstrecke transportirt man diese Gefässe entweder auf gleiche Art wie in den Nebenstrecken, oder hebt sie, 2 bis 3 an der Zahl, mittelst eines Krahnes auf einen Gestellwagen. Dieser besteht aus zwei durch Querhölzer und Schrauben verbundenen Langhölzern, an welchen die Radaxen befestigt sind. Im Schachte hängt man die Gefässe einzeln oder zu mehreren an das Seil, ober Tags endlich werden sie wieder mit Gestellwägen zum Sturzplatz befördert oder in Wägen mit drehbaren Kästen umgeleert.

Bei der ganzen Förderung ist, ausser im letzten Falle, keine Umladung nothwendig, dagegen stellen sich ziemlich dieselben Nachtheile ein, wie bei Benützung von direkt an das Seil gehängten Wägen. Das öftere Umstellen der Gefässe namentlich ist denselben nachtheilig.

*) Freiberger Jahrb. für den Berg- und Hüttenmann, 1867, S. 217.

Es gehören hierher die auf englischen Gruben verwendeten Körbe aus Weidengeflecht, mit einem Eisengeripp und einem Bügel versehen, welche zu dreien über einander mittelst Hilfsketten an die Schurzkette gehängt, dann Blechkübel, welche an gegenüberstehenden Haken der in zwei Theile gegabelten Schurzkette befestigt werden. Das Aufheben dieser Gefässe vom Gestellwagen im Füllort, sowie das Niederlassen ober Tags erfolgt successiv durch langsame Bewegung des Förderseiles.

Einen Kasten mit Gestellwagen zeigt Fig. 201.*) Derselbe ist aus Holz gefertigt, mit Eisen beschlagen und mittelst zweier Drehzapfen *a* am Wagengestell aufgehängt. Um Schwankungen während der Horizontalförderung zu vermeiden, dient der Stift *c*, der in eine an der Seite des Kastens befindliche Oeffnung oder in einen am Boden desselben festen Ring greift. Statt dessen kann man auch zwei Ketten verwenden, die in Ringe am Obertheil des Kastens eingehakt werden. Ein Bretterboden überdeckt die Axen; der Kasten kann, da sein Schwerpunkt nahe unter dem Drehpunkt liegt, leicht gestürzt werden und ist mit vier Haken *b* zum Anhängen der Schurzkette versehen.

Die schlesische Kiste ist ein hölzerner, mit Eisen beschlagener Kasten. Es werden 2 bis 3 solche Kästen auf einem Gestellwagen zum Schachte gebracht, einzeln mit dem Seil aufgefördert und oben in einen Wagen mit drehbarem Kasten entleert, der zur Förderung nach dem Sturzplatz dient.

Bei den Kohlengruben zu Blanzy wurden hölzerne Tonnen von 300 Kil. Gewicht und 800 Kil. Ladung zur Schachtförderung benützt und auf den Strecken mittelst kleiner Karren bewegt.**)

Schalen.

Zur Förderung grosser Quantitäten ist der gewöhnliche Eisenbahnwagen am besten zu verwenden, der bei starker Bahnneigung mittelst Gestellwagen, durch die Schächte mittelst Schale gehoben wird. Das Umladen ist dabei vermieden, das Auswechseln der vollen und leeren Wägen an den Stellen, wo die Förderungsart sich ändert, geht rasch von Statten, die Wägen werden bei einiger Vorsicht am besten geschont und im Schacht ist die grösste Fördergeschwindigkeit zulässig. Es ist daher diese Methode die vorzüglichste, wenn

*) Ržiha, Tunnelbau, S. 283.

**) Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1857. 3. Bd. S. 266.

auch das Seil und die Maschine durch das Gewicht der Schale mehr in Anspruch genommen werden.

Die Schale (Fördergeripp, Fördergestell oder Förderkorb) besteht aus einem oder mehreren Böden (Etagen), die zur Aufnahme von je einem oder zwei Wägen dienen, und durch ein Gerüst mit der Schurzkette verbunden sind. Die vollen Wägen werden am Tagkranz von der stets am Seil hängen bleibenden Schale abgezogen und leere an ihrer Stelle aufgeschoben; am Füllort erfolgt das Umgekehrte.

Neben der Construktion der Schale selbst, der Schienen und der Vorrichtungen zum Festhalten der Wägen kommen noch die Führungen, Fang- und Aufsetzvorrichtungen, dann der Schachtverschluss zu besprechen.

Das Gewicht gut construirter Förderschalen liegt zwischen 0·6 und 1·1 der Förderlast.

Construktion der Schalen mit einer Etage. Die Grundform einer Schale mit einer Etage zeigt Fig. 223; darin ist *a* der Rahmen, welcher den Wagen *w* aufnimmt und durch Leitsparren *l* geführt wird. Ober dem Wagen befindet sich ein zweiter Rahmen oder ein Querbalken *b*, welcher zur Befestigung des Seiles, der oberen Führungstheile und der Fangvorrichtung dient. Die Verbindung *c* zwischen den Rahmen *a* und *b* lässt zwei Seiten der Schale offen, um die Wägen auf- und abschieben zu können. Die Rahmen *a* und *b* werden aus Eisen oder Holz gefertigt, die Verbindungstheile *c* bestehen in der Regel aus Eisen.

Bei Construktion der Schale ist darauf zu achten, dass sie bei genügender Festigkeit leicht ausfalle, damit die Belastung des Seiles sowie die Reibungen an der Maschine nicht unnöthig gesteigert werden und die Fangvorrichtung sicherer wirkt. Unter Anderem muss die Schale auch der Spannung der schräg aufsteigenden Ketten, welche den Obertheil zusammenzuziehen streben, sowie dem Stoss beim Aufsetzen auf die Unterlage widerstehen.

Die horizontalen Dimensionen hängen von denen des Schachtes oder Wagens ab; die Höhe von *a* bis *b* Fig. 223 wird meist grösser als für den Wagen nothwendig, bei 2^{m} genommen; die Schale kann dann sicherer geführt werden und ist auch zur Aufnahme von Menschen geeignet.

Bei den älteren Schalenconstruktionen ist *b* Fig. 223 ein Rahmen, die ganze Schale hat die Form eines Käfigs; die Wägen ruhen mitunter mit dem Kasten auf dem Schalenboden, so dass die Räder unter diesem vorragen. Es werden dadurch die Rad-

axen beim Aufsetzen geschont, allein um den Wagen abziehen zu können, muss erst eine feste Bühne untergeschoben werden. Bei den neueren Schalen werden Schienen am Boden angebracht und ist der Obertheil meist nur durch einen Balken gebildet.

Fig. 212 bis 214 zeigen eine Pribramer-Förderschale. Der Rahmen derselben besteht aus schmiedeisernen durch Schrauben verbundenen Schienen, an welchen die zur Stütze des Bretterbodens dienenden Hölzer *h* befestigt sind. Den Obertheil bildet das Holzstück *b*, welches für die unten beschriebene Fangvorrichtung Fig. 238 adjustirt und mit dem Rahmen durch Schienen *dac* Fig. 212 verbunden ist, von welchen *a* in einem Stück über den Balken *b* läuft. Zur Verstärkung sind noch zwei Bänder *e* angebracht, welche den Rahmen untergreifen. Die Spurkränze der Räder stehen auf Winkelschienen *s*, welche an den Enden gebogen sind (wie bei Gestellwägen S. 97). Die Backen *g* dienen zur Führung, die drehbaren Bügel *f*, welche auf Ansätzen von *e* ruhen, zum Festhalten des Wagens. Die Schale wiegt 250 Kil. ohne Fangvorrichtung, letztere 170 Kil.; der Wagen 270 Kil., die Ladung 840 Kil.

Noch einfacher, doch auch für geringere Ladung bestimmt ist die durch Fig. 210 und 211 dargestellte Schale. Sie besteht aus einem Holzrahmen, der durch Eisenschienen *s* von 5 Cent. Breite und 1·3 Cent. Stärke mit dem Balken *q* verbunden ist; *f* sind die Führungsbacken, *t* das Geleise für die Förderwägen und *h* zwei Haken, welche letzteren festhalten. Zur Verbindung mit dem Seil wurden Rundstangen statt Ketten gewählt, weil die Glieder der letzteren sich verschlingen können. Diese mit keiner Fangvorrichtung versehene Schale wiegt 180 Kil., der Wagen aus Holz - 120, aus Blech 140 Kil., die Ladung 360 Kil.

Eine von Schönemann*) construirte ganz eiserne Schale für zwei Wägen von ungefähr 550 Kil. Ladung, welche nebst Fangvorrichtung 960 Kil. wiegt, zeigen Fig. 217 im Vertikalschnitt, Fig. 216 und 218 zur Hälfte in der Vorderansicht und im Grundriss. Der viereckige Rahmen *a* aus U-Eisen von 8 Cent. Breite und Höhe, und 1 Cent. Dicke besteht aus zwei an den Führungen zusammenstossenden durch aufgelegte Platten verbundenen Theilen, ist durch 5 Cent. breite, 1·3 Cent. starke Winkeleisen *l* versteift und trägt einen Holzbelag, sowie die Schienen *mn*, welche so vertheilt sind, dass 2, oder auf der Mitte der Schale 1 Wagen stehen können. Der Rahmen *a*

*) Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Bd. S. 79.

ist durch die 8 Cent. breiten und 1·3 Cent. dicken Winkeleisen *bc*, von denen *c* zur Führung dienen, mit den Blechtafeln *d* verbunden, zwischen welchen zwei Platten *e* eingesetzt sind. Mit diesen sind die Schienen *g*, die den Anschluss der Schurzketten vermitteln, durch Nieten *h* verbunden. Hülsen, welche die Nieten *h* umgeben, halten die Platten *e* in der richtigen Entfernung. Die Bügel *i* sperren die Schale und sind durch je einen Haken *k* gegen Aufdrehen gesichert. Die zugehörige Fangvorrichtung wird unten beschrieben.

Bei Anwendung einer Fangvorrichtung und bei Förderung von Menschen soll die Schale ein Blechdach erhalten, welches herabfallende Körper, bei einem Seilbruch auch das abgerissene Seilstück zurückhält.

Das Festhalten des Wagens auf der Schale erfolgt ausser auf die angegebene, noch in verschiedener Weise. Nach Fig. 227 sind auf der Schale einerseits eine Widerlage *h*, anderseits zwei bei *a* drehbare Schienen *b* befestigt, welche durch Bewegung von *c* mit der Hand oder dem Fusse auf die Schiene geschoben werden. Der Hebel *c* muss sich feststellen lassen. Ferner wendet man federnde Haken an, welche hinter dem Kasten oder den Rädern selbstthätig einklinken, nachdem der Wagen aufgeschoben wurde; oder Vorrichtungen, welche sich beim Aufsetzen der Schale öffnen, den Wagen auszuwechseln gestatten und beim Anheben sich wieder schliessen.*) Bei Schalen, wo das Zu- und Wegführen der Wägen von entgegengesetzten Seiten erfolgt, legt man auf den Rahmen der Schale eine mit Daumen an beiden Enden versehene Welle, die mittelst eines Handhebels gedreht wird u. s. w. Es hat keine Schwierigkeit, einfache Mechanismen zu diesem Zwecke zu ersinnen.

Führungen. Die Schale wird mittelst Backen geführt, welche an festen Holz- oder Eisenstangen, auch Drahtseilen gleiten. Die Backen müssen, um eine stärkere Reibung und das Festklemmen zu verhüten, an den Leitungen einen gewissen Spielraum erhalten, der aber nicht zu gross sein soll, weil sonst die Schale zu sehr schwankt. Bei unfestem Gebirge müssen die Leitungen gut beaufsichtigt und nach Bedarf reparirt werden.

Soll die Schale sich um eine vertikale Axe nicht drehen, so sind zwei feste Leitungen, und um die Drehung um eine horizontale Axe zu verhüten, Gleitbacken in verschiedener Höhe nothwendig. Daher wird die Schale meist an 4 Stellen geführt, welche, wenn

*) Preuss. Zeitschrift 1861, 9. Bd. S. 187; Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1869, 14. Bd. S. 777.

der Obertheil nur aus einem Balken besteht, in der Mittelebene und an entgegengesetzten Seiten der Schale liegen.

Am gebräuchlichsten sind zur Führung Holzstangen, Leitsparren. Sie werden aus möglichst astfreiem, geradfasrigem Nadel- oder Eichenholz gefertigt, an die Schachtzimmerung befestigt und erhalten 10—15 Cent. im Quadrat, oft auch einen rechteckigen Querschnitt, mit der schmalen Seite der Schale zugekehrt, was besonders dann zweckmässig ist, wenn die zur Thätigkeit kommende Fangvorrichtung die Leitungen aus einander drückt. Auch sollen in diesem Falle die Befestigungspunkte der Leitsparren nicht weiter als etwa 1·6 ^{m} von einander abstehen. Bei beschränkten Schachtdimensionen ist man übrigens genöthigt, die Querschnitte der Leitsparren thunlichst zu reduziren. Letztere erfordern nur an den Stellen, wo die Führungstheile der Schale gleiten, eine glatte Bearbeitung.

Beim Einbau der Leitsparren ist darauf zu achten, dass die einander zugekehrten Seiten durchaus gleichen Abstand besitzen, auch dass die Leitung möglichst vertikal ausfällt. Die Sparren werden meist auf die Zimmerungshölzer aufgekämmt, d. h. beide erhalten Einschnitte, welche zusammen passen, jedoch nicht durchaus gleich tief sind, weil die Schachthölzer nicht genau in einer Vertikalebene liegen.

Die Verbindungen, welche bei beiden Leitungen abwechselnd auf einander folgen sollen, werden verschieden ausgeführt. Nach Fig. 198 sind die zusammenstossenden Sparrenenden mit dem Joch *a* durch eine Schraube von 2 bis 2·6 Cent. Stärke verbunden, deren Kopf in den Leitsparren 1·3 bis 2·6 Cent. tief eingesenkt ist, um für die Abnützung des letzteren etwas Spielraum zu bieten und bei den Fangvorrichtungen mit Messern diese in das Holz dringen zu lassen, wenn sie eben an der Verbindungsstelle angreifen sollten; auch ist es zweckmässig, die Schraubenköpfe abzurunden, damit die Messer von denselben abgleiten, falls sie durch einen starken Stoss tief eingetrieben werden.

Eine andere Verbindungsart zeigen Fig. 224 und 225.*) Die eichenen Leitsparren haben wegen beschränkter Schachtdimensionen nur einen Querschnitt von $\frac{12}{10}$ Centimeter. Der Zusammenstoss ist stets zwischen zwei Joche der Zimmerung verlegt; der eine Leitsparren greift in den andern, die Verbindung erfolgt durch Holzstücke *h* und Schrauben. An der Zimmerung sind die Sparren durch

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1865, 11. Bd. S. 8.

conische Holzschrauben Fig. 226 befestigt, deren runde Köpfe mit zwei Ausschnitten versehen sind, um den entsprechend geformten Schraubenschlüssel ansetzen zu können. Die Befestigung lässt sich auch dann ausführen, wenn die Rückseite der Zimmerungshölzer unzugänglich ist.

Vidal wendet zur Befestigung der Leitsparren Holzkeile*) statt der Schrauben an. Die Sparren erhalten an der gegen die Zimmerung gekehrten Seite schwalbenschwanzartigen Querschnitt, werden in einen gleichgeformten breiteren Einschnitt des Joches eingelegt und durch einen seitlichen Keil befestigt. Diese Construktion eignet sich besonders für Schächte mit corrosiven Wässern, welche die Schrauben zerstören.

Die Gleitbacken bestehen aus Guss- oder besser aus Schmiedeisen und erhalten die Form Fig. 205 oder 204; bei der letzteren sind die an den Leitsparren streifenden Theile der Schale, wenn sie aus Holz bestehen, zur Vermeidung der Abnützung mit Eisen zu armiren. Bei der Normalstellung der Schale soll um den Leitsparren ein Spielraum von 0·7 bis 1 Cent. vorhanden sein. Ist der Obertheil der Schale durch einen Balken gebildet, so werden entweder nach Fig. 202 an beide Seiten desselben nach der ganzen Länge fortlaufende Schienen *s*, die zugleich zur Verstärkung dienen, oder nach Fig. 212 nur kurze Platten *i* befestigt. Eine andere Form zeigen die Backen *f* in Fig. 210.

Um das Einklemmen fremder Gegenstände in den Leitungen zu hindern, befestigt Pech**) statt der obigen Führungstheile an jeder Seite der Schale drei längere vertikale Rundstangen, deren eine an der Vorderfläche, die beiden anderen an den Seitenflächen des Leitsparren zu stehen kommen. Die Enden der Stangen sind rechtwinklig umgebogen und durch Schrauben mit der Schale verbunden.

Zuweilen werden auf jeder Seite der Schale nur an einer Stelle Gleitbacken befestigt, welche dann eine grössere Länge erhalten müssen. In Fig. 216 und 217 laufen dieselben nach der ganzen Höhe der Schale fort. Auch trifft man solche Backen aus Holz in Form eines Balkens mit einer Nuth von entsprechender Dimension, in welche der Leitsparren eingreift; doch sind diese einer rascheren Abnützung ausgesetzt. Noch andere Formen kommen bei den unten beschriebenen Schalen mit mehreren Etagen vor.

Führungen mit Rollen sind nicht zu empfehlen, da kleine

*) Bull. de la soc. de l'industrie minérale, 1866, 12. Bd. S. 95.

**) Oest. Zeitschr. für B. u. H., 1853, S. 162.

Rollen stets bald ihre Beweglichkeit verlieren, sich dann einseitig abschleifen und, wenn sie wieder in Gang kommen, unrund laufen. Auch vermindern sie nur unwesentlich den von der Maschine zu überwindenden Widerstand, der weitaus vorwaltend im Gewichte der Förderlast besteht.

Eckleitungen Fig. 190, welche aus Pfosten *b* von hartem Holz angefertigt und nur für Schalen, die oben einen Rahmen besitzen, verwendbar sind, entsprechen ebenfalls weniger, da sie kostspieliger, schwerer genau herzustellen und zu erhalten sind, auch eine complicirtere Fangvorrichtung erfordern. Eher sind sie am Platze für Kästen oder Wägen, die unmittelbar am Seil hängen, und leichter aus dem Schachte gebracht werden können, als wenn Gleitbacken daran befestigt sind.

Die Leitstangen werden meist an den zur Längenwand des Wagens parallelen Seiten der Schale *cd* Fig. 292 angeordnet, weil sie dann ohne Unterbrechung an den Füllörtern und über den Schacht fortgeführt werden können, ohne das Auswechseln der Wägen zu hindern. Die Leitsparren sind dabei zum Theil an den Scheidewänden des Schachtes befestigt. Fehlen diese oder ist die Breite der Schachtabtheilungen beschränkt, so werden die Leitsparren an den Seiten *cd* Fig. 292 aufgestellt, wobei sie am solidesten durch die Schachtzimmerung gestützt sind, jedoch behufs Auswechselns der Wägen am Tagkranz und den Füllörtern unterbrochen werden müssen.

Man macht zu dem Zwecke Theile der Leitsparren um eine am unteren Ende befindliche Axe drehbar, so dass sie auf die Sohle des Füllortes niedergelegt werden können und befestigt sie für gewöhnlich durch Riegel an der Fortsetzung der Leitsparren. Dadurch werden aber die Operationen mit den Wägen erschwert und verzögert, daher es zweckmässiger ist, die Leitsparren an den betreffenden Stellen gänzlich zu unterbrechen und nach Fig. 190 Eckleitungen oder nach Fig. 229—231 *) Gusseisenplatten *p* mit vorspringenden Leisten anzubringen, zwischen welche die oben und unten an der Schale *S* befestigten Zapfen *z* eingreifen; dabei sind *l* die zugeschärften, mit Eisen beschlagenen Enden der Leitsparren (das sonstige Detail dieser Figuren ist bei „Aufsetzvorrichtungen" beschrieben). In beiden Fällen muss nun die Schale auch im Obertheil einen Rahmen erhalten, wodurch ihre Construktion nur bei Vorhandensein mehrer Etagen nicht merklich complicirter wird, auch kann bei raschem Durchfördern aus einem tieferen Horizont die Einrichtung doch Stö-

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1862, 7. Bd. S. 484.

rungen hervorrufen, daher man die erwähnte Stellung der Leitsparren thunlichst meiden soll.

Eiserne Leitstangen dauern länger als hölzerne und erfordern weniger Raum, dagegen dürfen sie keine zu kleinen Dimensionen erhalten, wenn die Schale nicht leicht aus den Führungen gerathen soll, ferner ist bis jetzt keine Fangvorrichtung von hinreichender Sicherheit bekannt, welche sich für dieselben eignen würde. Man verwendet Kantenschienen, an welchen die Schale mit kleinen Rollen läuft, die am Umfang eine Spur besitzen; Doppel-T Eisen *c* Fig. 197, welche an der Zimmerung *a* befestigt sind, und wobei die Gleitbacken *b* wegen Ersparung an Raum sämmtlich an derselben Seite der Schale, je zwei am obern und unteren Ende derselben liegen, endlich Grubeneisenbahn-Schienen, deren Führungsbacken die entsprechende Form erhalten müssen, wie Fig. 209 zeigt.

Leitungen aus Drahtseilen*) sind ebenfalls für die Fangvorrichtungen ungünstig und verhindern nicht vollständig die Seitenschwankungen der Schalen, daher an Breite der Schachtabtheilungen nichts erspart werden kann und das Aufsetzen an der richtigen Stelle bei Füllörtern erschwert ist, die sich in mittlerer Schachttiefe befinden. Auch wird in unreinen Schächten der Seilverschleiss durch Sand und andere Körper, welche in die Führungstheile an der Schale gelangen, merklich. Dagegen sind Kosten und Dauer des Einbaues bedeutend geringer, und der wesentliche Vortheil erreicht, dass diese Leitung keine Zimmerung erfordert, welche in runden, gemauerten oder mit Eisen verkleideten Schächten unvortheilhaft anzubringen ist, bei Vorhandensein von Wetteröfen durch deren Verbrennungsgase leidet, auch den Wetterzug stört. Daher sind Führungen mit Drahtseilen in England und Frankreich besonders in Schächten der genannten Beschaffenheit, durch welche die Gase ausziehen, und mitunter auch in solchen verwendet, wo die Wetter einströmen.

Die Seile erhalten 2 bis 3 Cent. Stärke, werden unten durch hölzerne Rahmen gesteckt, die in den Schachtstössen verkeilt sind und an den vorragenden Enden durch Schrauben zwischen Eisenschienen eingeklemmt, oben entweder am Seilscheibengerüst, welches in diesem Falle am besten durch 4 um den Schacht gestellte Säulen gebildet wird, oder an einem besonderen Gerüst befestigt. Diese Befestigung erfolgt wieder durch Klemmschrauben, oder man hängt das Seil mittelst Schurz an den unteren Haken einer Schraubenstange, deren Muttern das Anspannen gestatten. Da das Seil am

*) Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Band S. 421.

leichtesten nächst dem unteren Befestigungspunkt reisst, ist es vortheilhaft, oben einen Ueberschuss an Seillänge im Vorrath zu halten.

Die Seile werden wegen ihrer bedeutenden Länge auch bei starker Spannung leicht aus der vertikalen Richtung abgelenkt; dies tritt nicht nur durch Schwankungen der Schale, sondern auch durch Drehung besonders der runden Förderseile ein. Am besten ist es, jede Schale durch 4 oder wenigstens 3 Seile zu leiten, welche im ersten Falle an die Ecken, im zweiten, wie Fig. 228 zeigt, nach *ss* verlegt werden. Man stellt die Gleitbacken an den einander zugekehrten Seiten der Schalen nicht gerade gegenüber, um eine Berührung derselben bei Begegnung der Schalen zu hindern. Der Abstand *a* kann um so kleiner sein, je grösser die Zahl Leitseile und je kleiner die Schachttiefe ist; bei 3 bis 4 Leitseilen genügt für 100 bis 300^{m} Schachttiefe ein Abstand $a = 25$ bis 42 Cent. Die Gleitbacken werden zweckmässig in Form von Büchsen hergestellt, die sich oben zur Aufnahme der Schmiere erweitern und zweitheilig sind, um die Schale leicht vom Seil entfernen zu können. Jedes Seil läuft durch 2 solche Backen am Ober- und Untertheil der Schale. Weniger zweckmässig ist die Führung durch je zwei Röllchen, zwischen denen das Seil durchgeht.

Um die Schale am Schachttiefsten und an der Hängebank genau an den richtigen Punkt zu führen, sind daselbst nach Fig. 228 Gusseisenplatten *b* mit vorspringenden Leisten, deren Ansicht Fig. 220 zeigt, und nebstdem Leitklötze *d* (vergl. Fig. 215), an den Schalen aber Zapfen *c* befestigt, welche zwischen die Leisten der Platten *b* einfahren. Bei Füllörtern, die in mittlerer Tiefe liegen, erschweren jedoch diese Apparate die Förderung aus grösseren Tiefen, wenn man dieselben nicht leicht ganz entfernen kann.

Wegen der Schwankungen der durch Seile geführten Schalen müssen die Wägen auf denselben möglichst sicher und unbeweglich befestigt werden.

Convergirende Leitungen. Denkt man sich bei der Anordnung Fig. 292 der Schalen im Schachte die Leitsparren bei *ab* angebracht, und von der Schachtmitte an gegen oben und unten so weit einander genähert, als es zulässig ist, ohne dass die Gleitbacken der einen Schale an die Leitsparren der anderen streifen, so wird die Förderung ohne Anstand von Statten gehen, da sich die Schalen eben nur in der halben Fördertiefe begegnen; die Bewegung der Schalen ist zwar keine genau vertikale mehr, weicht aber davon so wenig ab, dass die Reibung der Gleitbacken nur unmerklich steigt. Dann können aber auch die beiden kurzen Schachtstösse gegen oben

und unten einander genähert, daher die Kosten des Schachtabteufens vermindert werden. Die Scheiben, von welchen die Seile herablaufen, müssen eine solche Stellung erhalten, dass die aufsteigende Schale das Seil der anderen Schale nicht berührt, auch sind nahe der Schachtmündung Rollen nothwendig, welche das Anstreifen der Seile an die Wand der Förderabtheilung hindern.

In der That wurden solche Leitungen namentlich in England*), eine auch auf der Grube Maria zu Höngen bei Aachen**) ausgeführt (vergl. „Maschinen ohne Seilscheiben" bei den Anordnungen der Förderungsdampfmaschinen); sie sind jedoch nur verwendbar, wenn blos aus einer Schachttiefe gefördert wird, und müssen an den kurzen Seiten der Schale angebracht sein, was die früher erwähnten Nachtheile zur Folge hat.

Grundsätze für die Construktion der Fangvorrichtungen. Bei schwunghafter Förderung und bei grösserer Schachttiefe, wo man, um kein übermässig schweres Seil zu bedürfen, dessen Tragkraft stark in Anspruch nehmen muss, gehören Seilbrüche nicht zu den Seltenheiten. Die Folge derselben ist in der Regel die Zertrümmerung der Schale nebst Wägen, eine grössere oder geringere Beschädigung der Schachtzimmerung und entsprechende Unterbrechung der Förderung; bedenkt man überdies, dass dem Seil auch Menschenleben anvertraut werden, so muss die Construktion einer verlässlichen Fangvorrichtung, welche die Schale im Momente des Seilbruches an den Leitsparren festhält, eine der wichtigsten Aufgaben genannt werden, welche in der That auf das Vielseitigste cultivirt wurde. So sinnreich aber auch die meisten dieser Apparate ausgedacht sind und so nützliche Dienste sie geleistet haben, verdient doch keiner derselben einen so hohen Grad von Vertrauen, dass man sich dadurch zu einer geringeren Sorgfalt beim Gebrauch und der Beaufsichtigung der Seile verleiten lassen dürfte.

Das Prinzip der gewöhnlichen Fangvorrichtungen soll mit Hilfe der Fig. 232 erläutert werden. Es seien *ab* der obere Querbalken der Schale, *l* die Leitsparren, *c* vier Bänder, durch welche der Rahmen der Schale an *ab* aufgehängt ist, *s* eine am Seil hängende, durch den Balken *ab* lose durchgesteckte Stange, mit der Verstärkung *n* und unten mit zwei Schraubenmuttern *m* versehen, zwischen welchen die Wagenfeder *f* eingeklemmt ist, endlich *t* zwei drehbar an *ab*

*) Preuss. Zeitschr. 1856, 3. Bd. S. 44; Bull de la soc. de l'ind. minérale, 1861, 7. Bd. S. 49.

**) Berg- u. hütt. Ztg., 1865, 24. Jahrg. S. 183.

befestigte, unten geschärfte und oben mit Schlitzen über einen Zapfen *d* an der Stange *s* geschobene Hebel. Das Gewicht der Schale ruht zum Theil auf *n* und wird zum andern Theile durch die zusammengedrückte Feder auf *m* übertragen.

Denkt man sich die Schale ruhig am Seil hängend und dieses plötzlich abgeschnitten, so wirkt auf alle Theile der Schale und Fangvorrichtung gleichmässig die Schwere; nebstdem aber die Spannung der sich ausdehnenden Feder *f* auf die Schale aufwärts, auf die Stange *s* sammt abgerissenem Seilstück abwärts. Die Stange *s* bewegt sich daher relativ gegen die Schale abwärts, die Hebel *t* werden gedreht und greifen mit den unteren Spitzen in die Leitsparren; durch die Drehzapfen von *t* wird nun auch die Schale aufgehalten und treibt vermöge ihres Gewichtes die Hebel *t* noch tiefer in die Leitungen. Das Ganze kommt in einer Stellung zur Ruhe, bei der die Feder *f* ausgedehnt ist, daher die Verstärkung *n* sich in einer gewissen Entfernung unter *ab* befindet.

Erfolgt der Seilbruch beim Aufgang, so dauert der letztere so lange, bis die lebendige Kraft der Schale durch deren Schwere aufgezehrt ist, dann beginnt der Niedergang. Die Feder wirkt vom Moment des Seilbruches an, die Hebel *t* können daher vor oder nach Umkehr der Schale angreifen; im ersten Falle schleifen sie an den Leitsparren aufwärts und werden bei Beginn des Niederganges durch das Schalengewicht eingetrieben, im letzteren erfolgt dies erst während des Niederganges, also mit einem Stoss, da die Schale bereits eine gewisse Geschwindigkeit erlangt hat. Reisst das Seil beim Abwärtsgang der Schale, so tritt jedenfalls ein Stoss ein, welcher durch die erlangte grössere Geschwindigkeit vermehrt, anderseits dadurch wieder vermindert ist, dass beim Abwärtsgang sich die leeren Wägen auf der Schale befinden; aus letzterem Grunde ist übrigens ein Seilbruch weniger zu besorgen als beim Aufgang.

Der erwähnte Stoss wirkt insoferne nützlich, als die Hebel dadurch tiefer eingetrieben werden; wenn derselbe jedoch ein gewisses Mass überschreitet, treten leichter Brüche der Fangvorrichtung und der Leitsparren, Abschälen oder Spalten der letzteren ein, wodurch der Zweck vereitelt wird. Man nimmt daher als Grundsatz an, dass die Fangvorrichtung möglichst rasch wirken soll, damit die Schale im Momente des Anhaltens keine zu grosse Geschwindigkeit besitze. Daher sollen die Federn hinreichend gespannt, die sonstigen Theile der Fangvorrichtung bei genügender Stärke leicht sein, um durch die Feder genügend beschleunigt zu werden. Auch leuchtet ein, dass die Vorrichtung um so sicherer wirkt, je näher

der Schale das Seil reisst, weil auch das abgerissene Seilstück durch die Feder zu beschleunigen ist.

Die Spannung der Feder, welche durch Anziehen der Muttern *m* Fig. 232 regulirt wird, darf indessen aus folgendem Grunde nicht zu gross sein. Denkt man sich die Schale in Ruhe, so wird eine zu stark gespannte Feder sich ausdehnen, indem sie sich gegen *m* stemmt und den Balken *ab*, daher die ganze Schale hebt. Daher muss, mit Rücksicht auf den Niedergang, die Federspannung merklich kleiner sein als das Gewicht der Schale nebst leeren Wägen, weil sonst die Hebel *t*, auch ohne dass das Seil reisst, gegen die Leitsparren streifen, was durch die auf die Feder zurückwirkenden Schwankungen des Seiles befördert wird, und beim Niedergang das Anhalten der Schale zur Folge haben kann. Bei Bewegung der Schale ohne Wägen sind die Muttern *m* noch weiter loszudrehen.

Eine starke Umsetzung der Bewegung von der Feder zu den unteren Enden *t* der Hebel wäre insoferne vortheilhaft, als dabei das abgerissene Seilstück nur wenig, die fangenden Theile stark beschleunigt werden; doch streifen diese bei Seilschwankungen dann leichter gegen die Leitungen. Um letzteres zu vermeiden, müssen auch die Führungen der Schale so eingerichtet sein, dass die Hebel *t* bei der Normalstellung keinen zu kleinen Spielraum gegen die Leitsparren besitzen.

Beim Aufsetzen auf die Unterlage und beim Anheben verursacht die Fangvorrichtung keinen Anstand; bei der ersteren Operation wird das Seil schlaff, die Feder dehnt sich aus und drückt die Hebel an, diese werden jedoch nicht eingetrieben, weil das Schalengewicht unwirksam ist; beim Anheben wird erst die Feder comprimirt, bis die Verstärkung *n* Fig. 232 gegen *ab* stösst, und dann die Schale vollends gehoben.

Es ist klar, dass man die Verstärkung *n* auch weglassen, und, wie bei den meisten Fangvorrichtungen üblich, das Seil durch zwei Schurzketten mit der Schale und durch eine Hilfskette mit der Stange *s* verbinden kann; der früher durch *n* gestützte Theil des Schalengewichtes wird nun durch die Schurzketten getragen.

Da der Stoss beim Fangen die Theile der Vorrichtung in unbekanntem Grade in Anspruch nimmt, lassen sich deren Dimensionen nicht wohl durch Rechnung bestimmen; die unten folgenden Beschreibungen geben Anhaltspunkte dafür, und man kann annehmen, dass die Anstrengung der Theile dem Gewicht der beladenen Schale proportional sei.

Fänger. Darunter sind hier die Theile verstanden, welche

wie die Hebel *t* in Fig. 232 die Schale an den Leitungen festhalten. Man benützt dazu Riegel, um Axen drehbare Theile und Keile und lässt die beiden letzteren entweder wie in Fig. 232 gegen die einander zugekehrten Flächen der Leitsparren, oder gegen die beiden Seitenflächen eines jeden von denselben wirken; im letzten Falle werden die Leitungen nicht auf Bruch in Anspruch genommen, dagegen fällt die Fangvorrichtung meist complicirter aus.

a) Riegel. Mit diesen ist die Fangvorrichtung von Buttgenbach Fig. 244 ausgestattet. Dabei sind *a* der obere Rahmen der Schale, an welchem der untere mittelst der Schienen *b* aufgehängt ist; *c* zwei eiserne Riegel, welche durch Bügel geführt und durch Gelenke mit der am Seil hängenden Stange *d* verbunden sind; *n* eine Verstärkung an der letzteren; *e* die Führung der Stange *d*; *s* eine Spiral- und s_1 eine Wagenfeder; *h* Balken mit Einschnitten in 0·45 m Abstand, welche in der Schachtzimmerung eingesetzt sind, *f* die Schurzketten. Die Schale wird in den 4 Ecken durch Rollen geführt. Reisst das Seil, so wird die Stange *d* durch die Federn $s s_1$ abwärts gezogen, daher die Riegel *c* sich nach Aussen bewegen und in die Einschnitte der Hölzer *h* treten. Das Gewicht der Fangvorrichtung beträgt 120 Kil., für eine Schale von 600 Kil. welche zwei Blechwägen zu 300 Kil. Gewicht und 540 Kil. Ladung aufnimmt. Statt dessen werden auch doppelteReihen von Leitsparren *l* Fig. 240 an gegenüberstehenden Seiten der Schale aufgestellt, letztere durch Rollen daran geführt und in geringen Abständen quadratische Bolzen *a* eingesetzt, welche den Riegeln der Fangvorrichtung zur Unterlage dienen.

Mueseler und Hamal*) verwenden Leitungen aus Winkeleisen, an welchen eiserne Klötze befestigt sind; die Riegel haben zwei in einem gewissen Höhenabstand befindliche, gegen die Leitungen vorspringende Ansätze, daher die halbe Zahl Klötze genügt.

Hierher sind auch vertikal stehende Haken**) zu rechnen, welche beim Seilbruch gegen die Schachtwände gedreht werden und sich in die Zimmerungshölzer einhängen.

Der wesentliche Nachtheil dieser Apparate ist, dass die Schale über eine gewisse Höhe frei fallen muss, daher beim Fangen ein starker Stoss eintritt. Die Einrichtung Fig. 240 ist kostspielig und lässt ein baldiges Rosten der Bolzen *a* besorgen. In der That wurde die Buttgenbach'sche Fangvorrichtung, obschon deren Construktion einfach, das Gewicht gering ist, nur wenig benützt.

*) Berg- u. hütt. Ztg., neue Folge, 15. Jahrg. S. 479.

**) Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Bd. S. 80.

b) Um Axen drehbare Fänger. Hierher gehört die älteste bekannte Fangvorrichtung, welche von Machecourt*) stammt. Eine zweckmässigere Construktion zeigt die Fontaine'sche Vorrichtung Fig. 250.**) Darin ist *a* ein schmiedeiserner Balken, an den Enden gegabelt und zur Führung dienend; *b* der obere Rahmen der Schale, welche mit zwei Etagen versehen ist und deren Construktion Fig. 275 unten beschrieben wird. Der Rahmen *b* ist in der Mitte offen und durch Schienen *e* gestützt, welche auf *a* liegen, beiderseits davon schräg zum Rahmen herablaufen und diesen mit den Enden untergreifen. An *b* ist unten die Gusseisenplatte *g* befestigt, deren Grundriss Fig. 251 in doppeltem Massstab zeigt. In Fig. 250 sind ferner *q* eine am Seil hängende Stange, welche lose durch *a* und *b* geht; *o* eine Hülse, welche durch die Mutter *n* so befestigt ist, dass sie sich an *q* nicht verschieben kann; *c* eine Mutter, auf der eine Spiralfeder sitzt, welche in zwei gegen einander verschiebbare Büchsen eingeschlossen ist; *d* die mit *o* drehbar verbundenen Fänger. Beim Seilbruch geht die Stange *q* sammt *o* abwärts, daher die in den Einschnitten von *g* schleifenden Fänger in die Leitsparren greifen und angehalten werden. Da sich zugleich *o* von *a* enfernt hat, fällt die Schale über eine geringe Höhe weiter, bis *a* gegen *o* stösst. Es tritt also jedenfalls ein Stoss ein, der übrigens, wenn die Schale nicht schon eine grössere Geschwindigkeit besitzt, vortheilhaft auf Eintreiben der Fänger wirkt. Dieser Unterschied gegen Fig. 232 rührt daher, dass die Fänger nicht an der Schale selbst, sondern an der Stange *q* drehbar befestigt sind. Die Fänger (Messer) für eine Schale, welche sammt beladenen Wägen 1640 Kil. wiegt, zeigen Fig. 247 in der Seiten-, 248 in der Ober- und 249 in der Unteransicht; sie sind geschmiedet und am unteren Ende mit geschärften Spitzen versehen.

Die Fontaine'sche Vorrichtung ist einfach, ihr Gewicht, welches 170 bis 250 Kil. beträgt, nicht bedeutend, und die Berichte über ihre Wirksamkeit lauten sehr günstig. Wenn sie den Dienst versagt, liegt die Ursache meist im Bruch der Leitsparren, daher diese nicht zu schwach sein und ihre Stützpunkte nicht weit von einander entfernt sein dürfen.

Beim Fangen dringt häufig nur eines der Messer in die Leitung, was von einer unsymmetrischen Stellung der Schale gegen die Leitsparren zu rühren scheint; es trifft zuerst das dem zugehörigen

*) Annales des mines, 4. Reihe, 7. Bd. S. 493.

**) Ebendas. 1852, 5. Reihe, 1. Bd. S. 169.

Leitsparren nähere Messer den letzteren, und um das andere zum Eingriff zu bringen, muss durch Rückwirkung der Feder die Schale gegen den anderen Leitsparren gedrückt werden. Zur Vermeidung dessen wird auch die Modifikation Fig. 252 *) angewendet; dabei sind die Messer *a* mit abgesonderten Federn *f* und Stangen *s* versehen, und die letzteren durch Drehbolzen mit einem Bügel *b* verbunden, an den sich das Seil anschliesst, so dass beide Messer unabhängig von einander bewegt werden.

Der Fontaine'schen nahe verwandt ist die in Fig. 238 u. 239 **) dargestellte Fangvorrichtung, mit welcher auch die oben beschriebene Pribramer Förderschale Fig. 213 versehen ist. Den Obertheil der Schale bildet der Balken *h*, in welchem die am Seil hängende Stange *a* verschiebbar ist, die Fänger *t* sind durch die Bolzen *e* befestigt und werden beim Seilbruch durch die auf die Platte *c* und die Stangen *d* wirkenden Federn *f* gegen die Leitungen gedrückt, und zugleich die Schale durch die Drehbolzen von *t* am weiteren Fall gehindert. Fig. 236 und 237 zeigen die Fänger im doppelten Massstab. Die Dimensionen der Zeichnung passen für ein Gesammtgewicht der beladenen Schale von 1400 Kil. Bei der Pribramer Vorrichtung ist statt zweier nur eine, zwischen *c* und *h* über *a* geschobene Feder angewendet, die Mutter *i* weggelassen. Diese Apparate sind ziemlich verbreitet und stehen gegen den Fontaine'schen nur etwa darin zurück, dass bei letzterem die Messer *d* Fig. 250 ganz frei sind und daher im Nothfalle von auf der Schale stehenden Personen zum Eingriff gebracht werden können.

Die Fangvorrichtung der S. 102 beschriebenen von Schönemann construirten Schale Fig. 216 bis 218 ist in Fig. 216 ersichtlich. Der Fänger *o* ist an der Unterseite der Blechplatten *e* drehbar befestigt und bewegt sich in einem Ausschnitt der Tafel *d* Fig. 217; derselbe ist durch eine Stange, auf welche eine in der Büchse *p* enthaltene Feder wirkt, und den Winkelhebel *q q* mit der Platte *r* in Verbindung. Zwischen diese und die Platte *s* sind Gummischeiben gelegt; *s* ist durch zwei Tragstangen unveränderlich mit der Schale verbunden, *r* mittelst einer durch die Gummischeiben gehenden Stange und einer kurzen Kette an den Ring gehängt, in welchem sich die Schurzketten vereinigen. Beim Seilbruch drücken die genannten

*) Burat, das Material des Steinkohlenbergbaues, deutsch v. Hartmann, S. 57, Taf. 8.

**) Zeichnungen der „Hütte“, 1861, Taf. 3.

Scheiben die Platte *r* abwärts, daher vereint mit der Feder *p* die Fänger gegen die Leitsparren.

Um das Abspalten der Leithölzer zu hindern, sollen nach Simmersbach*) die Fänger *f* nach Fig. 219 bei *a* mit einem keilförmigen aussen gezahnten Ansatz versehen werden, der sich zwischen die Schale und die Leitsparren einklemmt. Damit ferner letztere nicht stark aus einander gedrückt werden, schlägt Lemaire vor, die Fänger nach Fig. 221 zu gabeln und an der Innenseite der beiden Zacken nach Fig. 222 kantige Leisten *v* anzubringen. Nach Nyst sollen die Zacken der Gabel Fig. 241 divergiren, und die Drehung der Fänger begrenzt werden, so dass sich bei mässigem Druck *ab* gegen die Leitsparren *L* ein bedeutender Normaldruck $p = ac = ad$ einstellt, und die Schale durch die Reibung, ohne Stoss, festgehalten wird; über die Ausführung dieser Vorschläge ist nichts Weiteres bekannt geworden.

Wie oben bemerkt, ist der Bruch der Leitsparren durch Auseinanderdrücken gänzlich vermieden, wenn die Fänger auf deren Seitenflächen wirken. Eine eigenthümliche Einrichtung dieser Art, die sich bei Versuchen gut bewährte, ist auf der Scharleygrube in Oberschlesien angewendet.**) Am oberen Rahmen *r* Fig. 242 der Schale ist eine Axe und an dieser innen ein Hebel *a*, der durch die Feder *f* abwärts gedrückt und durch die Kette *c* mit der Schurzkette verbunden wird, aussen der Fänger *b* angebracht, welcher den Leitsparren *d* mit Backen umfasst; nebstdem sind an *r* Gleitbacken befestigt. Durch die Feder kommt beim Seilbruch *b* in schräge Stellung gegen *d* und die Backen klemmen sich fest. Auf der andern Seite der Schale hat der Apparat entgegengesetzte Stellung.

Eine gewöhnlichere Construktion für obigen Zweck zeigt Fig. 246***), worin, um die beweglichen Theile sichtbar zu machen, ein Theil des obern Rahmens *r* der Schale und des Leitsparrens *l* weggenommen ist. Die Schale ist an den vier Ecken durch Schienen *s* und Ketten *k* aufgehängt; vom Verbindungspunkt der letzteren gehen zwei andere Ketten *o* in der Mittelebene der Schale herab und stehen durch Gelenke mit der Feder *f* und mit den Hebeln *h* in Verbindung. Die Feder *f* ist in der Mitte an der Schale befestigt. Die Hebel *h* befinden sich an zwei Wellen, die quer ober der Schale liegen und

*) Berggeist 1865, Nr. 84.

**) Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Bd. S. 80.

***) Burat, Material des Steinkohlenbergbaues, Tafel 7.

an den Enden die Fänger *t*, exzentrische gezahnte Segmente, tragen. Die Feder drückt beim Seilbruch die Hebel *h* abwärts und dreht die Fänger; haben letztere einmal angegriffen, so befördert das Gewicht der Schale deren Drehung und Einwirkung auf die Leitsparren.

Die Fänger Fig. 246 bilden den Uebergang zu den exzentrischen gezahnten Scheiben, welche unter den auf die Seiten der Leitsparren wirkenden am meisten verbreitet sind und bei White und Grant's Fangvorrichtung zuerst zur Anwendung kamen. Fig. 233 und 234 zeigen eine solche Scheibe für eine sammt Ladung 2200 Kil. wiegende Schale. Ist die Exzentrizität der Scheiben gering, so kann die Drehung derselben zu weit fortschreiten, daher wieder der kleine Halbmesser gegen den Leitsparren zu liegen kommt. Man bringt daher nach Fig. 235 eine ebene Fläche *ab* an, welche die weitere Drehung hindert; während des gewöhnlichen Ganges ist *cd* vertikal. Damit die Leitsparren nicht abgeschält werden, sollen die Zähne nicht zu schwach und nicht kürzer als 1·3 bis 2 Cent. sein. An manchen Orten wird die exzentrische Scheibe aus drei an einander gereihten Platten zusammengesetzt, welche um je einen Zahn gegenseitig verstellt sind.

Die Bewegung dieser exzentrischen Scheiben erfolgt wie in Fig. 246, oder es werden zwei auf die Hebel *h* wirkende Federn parallel zu den Axen gelegt; auch benützt man Spiralfedern, welche um die Wellen gewickelt sind, sich daher auf- oder zudrehen müssen, wobei aber die Wirkung minder verlässlich ist. Zu den Modifikationen gehört noch die Anwendung von je vier Exzentern am obern und unteren Ende der Schale, wodurch indessen die Vorrichtung bedeutend schwerer wird, dann die Verbindung der Wellen unter einander durch gezahnte Segmente, um eine gleichzeitige Drehung der Fänger zu bewirken.

Auf den blossen Anblick hin verdient diese Art Fänger das grösste Vertrauen; sobald nur der erste Zahn gegriffen hat, muss die Drehung der Scheiben durch das Gewicht der Schale fortgesetzt und der Eingriff immer tiefer werden. Doch scheinen sie den Erfahrungen nach an Verlässlichkeit gegen die Messer zurückzustehen. In den Fällen, wo die Vorrichtung versagte, fand man meist die Leitsparren abgeschält oder gespalten. Das Gewicht eines solchen Fangapparates beträgt 200 bis 500 Kil., ist also verhältnissmässig bedeutend.

c) Keile. Diese werden zwischen die Schale und ihre Leitun-

gen eingeklemmt. Eine Fangvorrichtung von Delsaux*) mit Keilen, welche gegen die Vorderflächen der Leitsparren wirken, zeigt die Skizze Fig. 245.*) Am oberen, schmalen Rahmen der Schale sind drei Hölzer *n* und auf diesen der Balken *b* befestigt, an dessen schräg abgeschnittenen Enden die Keile *k* gleiten können, deren Aussenseiten durch schmiedeiserne Platten mit Zähnen armirt sind. Vom Seil gehen 4 Ketten zu den Ecken der Schale, und eine Stange *s* bis unter die Feder *f*, deren Enden in Hülsen horizontal verschiebbar sind; die Stange *s* ist durch Hebel *h* und kurze Zugstangen mit den Keilen *k* verbunden. Wenn das Seil reisst, zieht die Feder *f* die Stange *s* abwärts, die Keile *k* werden gehoben und in den Raum zwischen dem Balken *b* und den Leitsparren gepresst, wobei die Zähne eingreifen. Bei einer Last der Schale sammt Ladung von 3600 Kil. wiegt die Fangvorrichtung 275 Kil.; sie ist einfach und hat sich als wirksam gezeigt, erfordert jedoch wie die Fontaine'sche starke Leitungen der Schale und ist zu wenig erprobt, um mit Sicherheit empfohlen zu werden. Bei einer anderen, gleichfalls von Delsaux construirten Vorrichtung**) liegen die Keile an der Seite der Leitsparren, was jedenfalls mehr zu empfehlen ist.

In Fig. 266***) sind die Keile *k* ebenfalls an den Seiten der Leitsparren, doch am unteren Ende der Schale angebracht und werden durch Stangen *z*, in welchen Gelenke *g* eingeschaltet sind, aufwärts bewegt; den dazu dienenden, am Obertheil der Schale befindlichen Mechanismus zeigt Fig. 267. An die Stangen *z* schliessen sich zwei gegen einander versteifte und durch den Bolzen *c* verbundene Hebel; auf den Bolzen *c* drückt die Feder *f*, *s* sind Gegengewichte. Das Seil steht durch vier Schurzketten mit der Schale, durch ebenso viel Hilfsketten mit den Hebeln *h* in Verbindung. Beim Seilbruch werden durch Wirkung der Feder *f* die Keile emporgezogen. Der Apparat soll sich bei mehreren (bis 1862 über 20) Seilbrüchen gut bewährt haben, doch ist der Bewegungsmechanismus complicirt; die Gegengewichte *s* sind, wie unten gezeigt, entbehrlich.

Auch bei einer von Pinno construirten Schale †) sind seitlich an den Leitsparren stehende Keile verwendet und haben sich gut bewährt.

Im Ganzen dürften unter den Fängern bei fest gestützten Leit-

*) Bull. de la soc. de l'industrie minérale, 1859, 4. Bd. S. 649.

**) Ebendas. S. 651.

***) Zeitschr. des Oest. Ing. Vereines 1862, S. 200.

†) Preuss. Zeitschrift 1870, 18. Bd. S. 40.

sparren die Fontaine'schen oder damit verwandten, sonst exzentrische Scheiben oder Keile besser entsprechen; welche von beiden letzteren den Vorzug verdienen, ist unentschieden. Man kann annehmen, dass in Frankreich und Belgien die Messer, in Deutschland die gezahnten Exzenter am meisten verbreitet sind.

Um zu verhüten, dass die Schale vor Angriff der Fänger eine gewisse Geschwindigkeit erlange, hat man versucht, durch eine beim Seilbruch in Thätigkeit gesetzte Bremse den Fall der Schale zu verzögern. So sind bei der Fangvorrichtung von Brixhe*) ausser den eigentlichen Fängern gezahnte Exzenter angebracht, welche auf die Vorderfläche der Leitsparren, bei einer anderen**) vertikale Sägeblätter, die auf die Joche der Zimmerung wirken. Es ist dies nichts anderes als eine Vermehrung der Angriffspunkte der hemmenden Theile; da nun ein geringerer Theil der gesammten disponiblen Federspannung auf Bewegung, und des Schalengewichtes auf Eindrücken der Fänger wirkt, ist der Nutzen solcher Bremsapparate zum mindesten zweifelhaft.

Eine für eiserne Leitungen bestimmte Fangvorrichtung zeigt Fig. 260.***) Darin ist *d* die Feder, *a* eine der Ketten, welche dieselbe gespannt erhalten, *f* der Fänger in der Stellung, die der ausgedehnten Feder entspricht. An der Aussenseite des Fängers befindet sich eine der Form der Leitungen angepasste Nuth mit feinen Zähnen; die Versuche ergaben indessen wegen unsicheren Eingriffes kein befriedigendes Resultat. Bei der Fangvorrichtung von Frèdureau †) sind die Fänger eine Art Zangen, welche die Leitungen (Eisenschienen oder Drahtseile) einklemmen; über die Wirksamkeit dieses Apparates liegen keine Erfahrungen vor.

Bewegungsmechanismen. Bei sämmtlichen bisher beschriebenen Fangvorrichtungen stehen die Federn mit den Fängern derart in Verbindung, dass sich beide nur gleichzeitig bewegen können. Es kommen nun auch Abweichungen von dieser Einrichtung vor. Nach Hamal soll die in Fig. 243††) skizzirte oder eine ähnliche Construktion den Stoss beim Fangen vermindern und eine schwächere Feder anzuwenden gestatten. Die Stange *s* ist mit dem Seil verbunden und hält mittelst der Stangen *t* zwei Federn *f* gespannt;

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1859, 4. Bd. S. 657.

**) Preuss. Zeitschrift 10. Bd. S. 208.

***) Bull. de la soc. de l'industrie minérale, 1859, 4. Bd. S. 657.

†) Annales des mines, 1865, 6. Reihe, 7. Bd. S. 113.

††) Berg- u. hütt. Ztg. 1861, neue Folge, 15. Bd. S. 480.

beim Seilbruch drücken diese Federn die Lager *l* einer etwas exzentrischen, gezahnten Scheibe *a* gegen den Leitsparren *c*, die Scheibe *a* wälzt sich an letzterem und zieht mittelst der Segmente *b* und Ketten *d* zwei für gewöhnlich auf Unterlagen ruhende Keile empor, welche an den Seitenflächen des Leitsparren als Fänger wirken. Da die Bewegung der Lager *l* soviel Zeit erfordert als die von direkt angreifenden Fängern, so dürfte das Anhalten der Schale dabei nur verzögert werden.

Bei Schwankungen des Seiles namentlich in Folge grosser Fördergeschwindigkeit oszillirt die Feder und kann durch ihre Ausdehnung das Angreifen der Fänger auch ohne Seilbruch veranlassen. Aus diesem Grunde setzt Taza-Villain die Fontaine'schen Messer *d* Fig. 255*) ausser Verbindung mit der Feder und lässt sie durch Hilfsstangen *c* bewegen; dabei ist die Stange *s* mit dem Seil verbunden, lose durch *g* und *b* gesteckt und der Wirkung der Feder *f* ausgesetzt; die Hülse *a* fest an *s*; *c* mit *a* drehbar verbunden und in Schlitzen von *b* mittelst Zapfen horizontal verschiebbar, *d* mit *g* drehbar verbunden und durch horizontale Bolzen gestützt. Bei kleinen Schwankungen oszilliren daher nur die Stangen *c* und drücken erst beim Seilbruch die Messer *d* gegen die Leitungen. Es ist aber nicht nachgewiesen, warum der unzeitige Eingriff, ohne das Fangen beim Seilbruch mehr zu verzögern, nicht blos durch Vergrösserung des Abstandes zwischen Fängern und Leitungen zu erreichen wäre.

Gänzlich von den übrigen abweichend ist der Bewegungsmechanismus bei der Fangvorrichtung von Calow Fig. 271**) ausgeführt. Die Schale ist mit vier Ketten *k* am Förderseil aufgehängt. Auf derselben steht ein gusseiserner Topf *t*, in welchem sich eine Spiralfeder befindet; an dem Deckel des Topfes ist eine Stange *a* befestigt, die durch die Spiralfeder geht und zur Bewegung der Fänger dient; als solche sind in der Figur gezahnte Segmente *s* angenommen, welche auf die Seitenflächen der Leitsparren wirken, und deren Wellen durch Hebel mit der Stange *a* in Verbindung stehen. Die Spannung der Feder ist kleiner als das Gewicht des Topfes mehr den sonstigen auf die Stange *a* reduzirten Gewichten der beweglichen Theile des Apparates, so dass beim gewöhnlichen Gange die Stellung des Ganzen unverändert bleibt. Ist jedoch das Seil gerissen, so wirkt auf die Schale ihr Eigengewicht mehr der Federspannung, auf den Topf sein Gewicht weniger dieser Spannung, derselbe fällt daher langsamer als

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1868, 13. Bd. S. 547.

**) Zeitschr. des Oest. Ingenieurvereines, 1863, 15. Jahrg. S. 129.

die Schale; die Stange *a* bewegt sich relativ gegen die Schale aufwärts und dreht die Fänger gegen die Leitsparren. Es ist also die Wirksamkeit nahezu unabhängig vom Gewichte des abgerissenen Seilstückes, indem dieses sammt der Schale vorzüglich durch sein Eigengewicht und nur wenig durch die verhältnissmässig geringe Spannung der Feder abwärts beschleunigt wird.

Gegen diesen Mechanismus ist einzuwenden, dass das Gewicht des Topfes die Federspannung so weit übersteigen muss, dass beim Niedergang der am Seil hängenden Schale der Topf sich von derselben nicht entfernt; der Apparat kann daher bei einem Seilbruch jedenfalls erst zu wirken anfangen, wenn die Schale eine Geschwindigkeit erlangt hat, welche die beim Fördern vorkommende entsprechend übersteigt; danach werden die Fänger allerdings unter Umständen stärker beschleunigt als bei den sonstigen Einrichtungen.

Motoren der Fangvorrichtungen. Die nothwendige Bewegung der Fänger ist eine relative gegen die Schale. Daraus folgt, dass die Fänger durch die Schwere allein nicht in Thätigkeit gesetzt werden können, denn diese Kraft wirkt ganz gleichmässig auf alle Theile der Schale und ertheilt denselben lediglich eine fortschreitende Bewegung. Gleichwohl ist dies ein Irrthum, in den manche Construkteure verfallen sind. Man hat z. B. die Fänger mit Gewichten in Verbindung gesetzt, welche ähnlich wie sonst die Federn durch das Förderseil gestützt werden, und nach dem Reissen des letzteren durch ihr Niederfallen auf die Schale die Fänger bewegen sollen. Wenn solche Vorrichtungen in einzelnen Fällen wirksam waren, so ist dies nur dadurch erklärlich, dass der Niedergang der Schale durch den Luftwiderstand und die Reibung an den Führungen gehemmt wurde oder die Fänger an letzteren streiften.

Zur sicheren Bewegung der Fänger ist allgemein eine Kraft nothwendig, welche auf dieselben anders als auf die Schale wirkt. Diese Wirkung kann von einem ausser oder in der Schale liegenden Körper ausgehen. Die Reibung der Fänger, die man z. B. durch Gewichte fortwährend an die Leitungen angedrückt erhalten könnte, ist wegen des dadurch hervorgerufenen Widerstandes, und weil dann die Schale nicht abwärts gehen könnte, nicht verwendbar. Auf den Luftwiderstand wurde dagegen schon reflektirt; so soll nach Ramdohr*) unter der Schale ein blecherner Fallschirm befestigt werden, nach dem Seilbruch durch den Luftwiderstand sich öffnen, in der Bewegung gegen die Schale zurückbleiben und dadurch die Fän-

*) Preuss. Zeitschr. 1855, 2. Bd. S. 383.

ger bewegen; doch wird deren Eingriff dabei zu langsam erfolgen. Bei der nach Krauss' Idee von Kley construirten Fangvorrichtung*) ist in ähnlicher Art ein Fallschirm benützt, welcher aber nur die Wirkung der nebstdem vorhandenen Gummibänder verstärkt.

Es werden in der Regel nur innere Kräfte, d. h. solche angewendet, welche von auf der Schale befindlichen Körpern ausgehen. Dazu gehören Stahlfedern in den bereits angegebenen Formen; man empfiehlt besonders Buffer- oder Spiralfedern, die in einem Gehäuse eingeschlossen werden können. Ferner hat man Kautschukbänder, die durch Zusammenziehung, oder Scheiben, welche durch ihre Ausdehnung wirken. Dieselben bewähren sich an manchen Orten weniger, da das Kautschuk durch die feuchte Grubenluft seine Elastizität verliert.

Bei Hohendahl's Fangvorrichtung wird comprimirte Luft als federnder Körper benützt. Eine solche von Leyser construirte Vorrichtung zeigt Fig. 257**) im Schnitt durch den oberen Querbalken *a* der Schale. Letztere hängt mittelst zweier Ketten am Seil; eine vertikale Kette *k* trägt den Rahmen *r r*, welcher einerseits durch Gelenke mit Hebeln an den Wellen der Fänger *f*, anderseits mit dem Kolben *c* verbunden ist, der in einem oben geschlossenen, mit verdichteter Luft gefüllten Cylinder spielt, und beim Seilbruch niedergeht, daher die Fänger dreht. Der Kolben *c* ist durch einen Lederstulp gedichtet, der von einem Stahlring gegen den Cylinder gedrückt wird, und mit einer Wasser- oder Oelschicht bedeckt, welche das Leder geschmeidig erhält. Ein Hahn am Deckel gestattet das Einlassen von Luft bei aufgesetzter Förderschale. Die comprimirte Luft gewährt als Motor den Vortheil, dass sie leicht zu ersetzen ist und stets ihre Elastizität behält; dagegen wird eine stete Aufsicht nothwendig sein, da bei geringer Undichtheit der Luftcylinder sich rasch entleert.

Dieckmann***) schlägt vor, die Elektrizität zur Bewegung der Fänger zu benützen; der betreffende Apparat müsste auf der Schale angebracht sein, es ist jedoch fraglich, ob derselbe lange genug wirksam bleiben würde.

Selbstverständlich sind alle Theile der Fangvorrichtung auf das

*) Zeitschr. deutscher Ing. 1869, 13. Bd. S. 499.

**) Zeitschr. des Oest. Ing. Vereines 1867, 19. Jahrg. S. 133; s. auch Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Bd. S. 80.

***) Berggeist 1864, S. 159.

Beste in Stand zu halten. Von der Wirksamkeit derselben überzeugt man sich dadurch, dass die Fänger beim Aufsetzen der Schale die Leitsparren berühren, oder in besonders zu diesem Zweck angebrachte Vertiefungen derselben vordringen müssen.

Aufsetzvorrichtungen. Am Tagkranz und am Füllort muss die Schale während des Auswechselns der Wägen stillstehen. Da die Maschine nicht genau bei der Stellung der Schale angehalten werden kann, wo die Schienen derselben mit der Zufuhrbahn in gleicher Höhe liegen, benützt man am Tagkranz bewegliche Stützen, welche, nachdem die Schale bis über die richtige Stellung emporgehoben wurde, in den Schachtquerschnitt vorgeschoben werden und der nun zurückbewegten Schale zur Unterlage dienen. Nach beendetem Auswechseln der Wägen zieht man die Schale etwas empor, rückt die Stützen aus und lässt das Seil nieder. Bei der Förderung aus verschiedenen Tiefen sind die betreffenden Apparate, welche den Namen Aufsetzvorrichtungen führen, auch an den Füllörtern erforderlich, werden aber dann nur ein für allemal ein- und ausgerückt, da die niedergehende Schale sich direkt aufsetzt und sonach wieder aufgezogen wird.

Die Theile, auf welchen die Schale ruht, sind horizontal verschiebbare Riegel oder drehbare Stützen. Durch Gegengewichte werden dieselben für gewöhnlich ein- oder ausgerückt erhalten; das erste ist das Zweckmässigere, wenn die Unterlagen durch die aufsteigende Schale selbstthätig ausgerückt werden können. Dies ist bei drehbaren Stützen leichter ausführbar, daher sie den Vorzug erhalten, obgleich die Riegel dauerhafter sind.

Eine Vorrichtung mit Riegeln von J. Roche*) zeigen Fig. 229 und 231. In jeder Förderabtheilung sind zwei Riegel *r*, quadratische Schmiedeisenstangen, senkrecht zu ihrer Längenaxe in Einschnitten des Schachtkranzes *b* auf Eisenplatten verschiebbar und stehen durch den Hebel *e* und Zugstangen *acd* mit der Welle *o* des Handhebels *h* in Verbindung; wird dieser in der Richtung des Pfeiles gedreht, so treten die Riegel in den Schacht vor. Die Gewichte *f* halten den Durchgang für die Schale gewöhnlich offen, was hier zweckmässig ist, weil die Riegel von der aufsteigenden Schale nicht selbstthätig ausgerückt werden. Die am Schachtkranz *b* angeschraubten Zulaghölzer *n* stützen die Leitplatten *p* (vergl. S. 106) und die Schienen *q* der Zufuhrbahn. Man verwendet auch Riegel, die nach der Längen-

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1862, 7. Bd. S. 484.

richtung verschoben werden und nur mit den Enden in den Schachtquerschnitt eingreifen.*)

Zu den drehbaren Stützen gehören horizontale Klappen aus Holz von etwa 0·3^{m} Breite, die beiderseits am Rand der Förderabtheilung liegen und durch Zugschnüre, die über Rollen laufen, gleichzeitig geöffnet werden, doch schwerfällig sind und einer baldigen Abnützung der Charniere unterliegen, dann Klinken *a* Fig. 256**) in den Ecken der Schachtabtheilung, welche um Axen *b* drehbar sind, sich auf die Schachthölzer legen und gleichfalls mittelst Schnüren geöffnet werden. Am gebräuchlichsten sind Stützen in Form geradliniger Hebel (Tatzen, Caps, Ergreifer), welche an solid gelagerten Drehungsaxen befestigt und horizontal oder mehr aufrecht gestellt werden. Im letzten Falle erfordern sie einen kleineren Drehungswinkel, was beim selbstthätigen wie beim Oeffnen von Hand vortheilhaft ist, und erhalten zur weiteren Herabsetzung dieses Winkels auch oft eine grössere Länge.

Fig. 253 und 254***) zeigen eine solche Aufsetzvorrichtung mit liegenden drehbaren Stützen *a*, welche auf den Ansätzen *c* ruhen und auf ihren Axen lose aufgeschoben sind, so dass die Schale beim selbstthätigen Heben derselben nicht den ganzen Mechanismus bewegen muss. Das Oeffnen von Hand erfolgt durch den Hebel *h*, die Zugstange *z*, in der eine Vorrichtung zur Adjustirung der Länge eingeschaltet ist, und die kurzen Hebel *e* Fig. 254, an welchen horizontale Bolzen befestigt sind, die unter die Stützen *a* greifen. Die Ansätze c_1, welche symmetrisch zu *c* angebracht sind, gestatten es, jedes Lager an einer beliebigen Stelle zu verwenden. Die Schale ist im Grundriss punktirt angedeutet.

Bei der Vorrichtung Fig. 258 und 259†) haben die Stützen *a* die Form zweiarmiger Hebel, welche einerseits den oberen Seitenschienen der Schale zur Unterlage dienen, anderseits sich gegen die obere Wand von Einschnitten stemmen, die in den Balken *b* angebracht sind und die Stützen aufnehmen; die Oeffnung von Hand erfolgt durch den Hebel *h* und die Zugstange *z*.

Nahe vertikale Stützen sind bei den Vorrichtungen Fig. 264 und 265 angewendet, die zugleich geänderte Bewegungsmechanismen

*) Burat, das Material des Steinkohlenbergbaues Taf. 10; Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1868, 13. Bd. S. 457.

**) Ržiha, Tunnelbaukunst, S. 413.

***) Erfahrungen 1858, S. 2.

†) Preuss. Zeitschrift 1862, 10. Bd. S. 147.

zeigen; in beiden Figuren sind *a* die Stützen, *o* deren Drehungsaxen, *z* Verbindungsstangen, *h* Handhebel; in Fig. 265 sind die Stützen *a* Pfosten, deren Länge etwas grösser ist als die der Schachtabtheilung.*)

Bei rascher Förderung kann das Aufsetzen der Schale besonders im Füllort, welches dem Auge des Maschinenwärters entzogen ist, nicht so behutsam erfolgen, als es für die Schonung der Schale und Wägen wünschenswerth ist. Man hat daher, um den Stoss beim Aufsetzen zu vermindern, am Schachttiefsten als Unterlage für die Schale horizontale Balken verwendet, welche durch elastische Körper gestützt sind**), z. B. durch Stahlfedern oder Gummibuffer, auch durch Gummiringe mit zwischenliegenden Metallplatten, wobei die Elastizität der innerhalb der Ringe befindlichen Luft vortheilhaft wirkt. Diese Körper verlieren indessen bald ihre Federkraft, drücken sich auch ungleich zusammen, man hat sie daher nicht überall beibehalten.

Auswechseln der Wägen. Um die Wägen von der Zufuhrbahn bequem zu beiden Schalen, und von diesen zur Abfuhrbahn schaffen zu können, sind am Tagkranz und an den Füllörtern nächst der Schachtöffnung am besten gusseiserne Wendeplatten mit Leitschienen zu benützen.

Wenn die Wägen durch Pferde oder Maschinen in ganzen Zügen zu oder von dem Schachte geführt werden, ist es zweckmässsig, den letzten Theil der Zufuhrbahn gegen den Schacht, den der Abfuhrbahn entgegengesetzt so stark (mit 0·01 bis 0·015 Gefälle) zu neigen, dass die Wägen sich selbstthätig bewegen und dazu keine Anstrengung erfordert wird. Der dabei sich ergebende Höhenunterschied der Bahnen wird in deren weiterer Fortsetzung durch geändertes Gefälle wieder eingebracht. Es stehen solche geneigte Bahnen sowol ober Tags als unterirdisch mehrfach in Verwendung (vergl. Anschlagplätze der Horizontalförderung).

Schachtverschluss. Zur Vermeidung von Unfällen wird die Schachtöffnung mit einem Geländer umgeben, welches an der Seite, wo die Wägen auf die Schale zu bringen sind, wie eine Thür um Charniere drehbar, oder besser an eisernen Rundstangen vertikal verschiebbar ist. Dieses bewegliche Schachtgitter besteht aus Eisen und wird von der Schale selbst gehoben, indem unten an demselben horizontale Arme befestigt sind, welche bei Schalen, die im

*) Preuss. Zeitschr. 1856, 3. Bd. S. 45. Eine andere Vorrichtung s. auch Berg- und hütt. Ztg. 1867, 26. Jahrg. S. 361.

**) Oest. Zeitschr. für B. u. H., 1857, S. 30; Polyt. Centralblatt 1868, S. 1369.

Obertheil nur einen Balken enthalten, bis über die Mitte der Förderabtheilung reichen und durch Streben abgesteift werden. Beim Niedergang setzt die Schale das Gitter wieder ab.

Wenn die Wägen an einer Seite der Schale aufgeschoben, an der anderen weggezogen werden, sind zwei Schachtgitter nothwendig, welche man durch Horizontalstangen verbindet.

Man gleicht auch die Gewichte der Gitter vor beiden Förderabtheilungen durch ein über zwei Rollen laufendes Seil aus, lässt beide Gitter während des Aufzuges in halber Höhe stehen und bewegt sie beim Anlangen der Schale von Hand*); das Seil erleidet dann keinen Stoss, doch ist die Sicherheit eine geringere.

Auf Gruben in Süd-Wales hat man horizontale Gitter**), durch deren Zwischenräume die Seile laufen.

An den Füllörtern, wo die niedergehende Schale ankommt, verwendet man eine horizontal verschiebbare Stange, deren Länge etwas grösser ist als die Breite einer Förderabtheilung, und stellt sie jederzeit so, dass der Wagen nur in jene Abtheilung geschoben werden kann, wo sich eben die Schale befindet.

Schalen mit mehreren Etagen. Diese finden vorzüglich beim Kohlenbergbau Anwendung, wo grosse Quantitäten zu fördern sind. Sie bestehen aus Rahmen, die mit Schienen zur Aufnahme von je 1 oder 2 Wägen versehen und durch vertikale, mitunter auch durch Diagonalstreben verbunden sind. Ganz oben befindet sich meist noch ein Rahmen, welcher zur Befestigung der Schurzkette an den 4 Ecken, sowie der Fangvorrichtung dient.

Zur Herstellung wird entweder Holz verwendet, wobei die Balken durch angelegte Eisenschienen besser als durch Verzapfung zu verbinden sind, oder Eisen in Form von Flach-, Winkel-, U- und T-schienen; in diesem Falle entsprechen Nieten mehr als Schrauben, weil erstere eine solidere Verbindung geben und letztere einrosten, daher behufs Zerlegung der Schale doch auch durchgestemmt werden müssen.

Fig. 275 bis 277***) zeigen eine 530 Kil. schwere Schale mit 2 Etagen, deren jede einen Wagen von 130 Kil. Gewicht und 425 Kil. Ladung aufnimmt. Die Rahmen bestehen aus 2 Lang- und 3 Querhölzern, nur bei dem obersten ist wegen der S. 113 beschriebenen Fangvorrichtung das mittlere Querholz weggelassen. Die Verbindung

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1868, 13. Bd. S. 459.

**) Preuss. Zeitschrift 1862, 10. Bd. S. 89.

***) Annales des mines, 1852, 5. Reihe, 1. Bd. S. 174.

der Rahmen erfolgt durch 6 Balken *d* mit angelegten Eisenschienen und Schrauben und durch die zwischenliegenden Pfosten *c*, an welchen sich oben die Charniere für ein Blechdach befinden, das auf den Hängschienen *e* und Hilfsschienen *f* ruht; der Gusseisenträger *a* ist am Seil aufgehängt; *b* sind Gleitbacken am untersten Rahmen, oben erfolgt die Führung durch den Träger *a*. Die zwei unteren Rahmen sind mit Bretterböden und den Schienen *s* versehen.

Eine von Pinno construirte Schale*) mit 2 Etagen ist der in Fig. 216 bis 218 dargestellten ähnlich, die höhere Etage zwischen den schräg aufsteigenden Trägern befestigt. Die Schale wiegt 2400 Kil., jede Etage fasst zwei Wägen von 250 Kil. Gewicht und 500 Kil. Ladung.

Eine ganz eiserne Schale mit drei Etagen zeigen Fig. 282 und 283.**) Sie enthält 4 Rahmen *a* aus Winkeleisen von 8 Cent. Breite und 1·3 Cent. Stärke, welche durch 6 angenietete Längsschienen *b* von 8 Cent. Breite und 1·3 Cent. Stärke verbunden sind. Die Führungsbacken befinden sich an der mittleren von den Schienen *b*. Die Schale, welche keine Fangvorrichtung besitzt, wiegt 1250 Kil., jeder der 3 Wägen hat 150 Kil. Gewicht und 350 Kil. Ladung.

Eine eiserne Schale mit 4 Etagen***) ist in Fig. 272 bis 274 dargestellt. Sie besteht aus 5 Rahmen *a* aus Flacheisen, 6 Längsschienen *b*, von welchen die an den Ecken befindlichen mit Rippen versehen sind, und Diagonalschienen *c*; *f* sind gusseiserne Gleitbacken. Die Schienen für die Wägen sind durch zwei flache Schienen *e* und eine hochkantige *d* gestützt. Die Vorrichtung zum Festhalten des Wagens Fig. 273 besteht aus viereckigen um Zapfen drehbaren Axen *n*, an welchen je ein Handgriff und ein über die Schienen sich legender Bolzen befestigt sind; in Fig. 273 kann der Wagen von der linken Seite einfahren, wonach die daselbst befindliche Axe *n* umgelegt wird.

Am Krugschacht bei Königshütte hat man wegen beschränkten Schachtquerschnittes die Schale, um deren Wände möglichst dünn zu erhalten, in Form eines rechteckigen an zwei Seiten offenen Kastens aus einem Stück Kesselblech hergestellt, und in der Mitte noch eine Etage eingesetzt; dabei wird aber die Schale sehr schwer.

Zum Festhalten der Wägen kann man sich derselben Einrichtungen bedienen, wie bei Schalen mit 1 Etage; bei 2 Etagen legt

*) Preuss. Zeitschrift 1870, 18. Bd. S. 40.

**) Ebendas. 1862, 10. Bd. S. 85.

***) Burat, das Mat. des Steinkohlenbergbaues Taf. 7.

man mitunter über den mittleren Rahmen eine Welle mit Armen an den Enden, welche gleichzeitig den oberen und unteren Wagen festhalten. Auch Aufsetzvorrichtungen werden die gleichen verwendet; am Schachte Grand Hornu (s. unten) sind deren drei über einander eingebaut und die Wellen derselben durch Zugstangen und Hebel verbunden, so dass stets 2 Etagen zugleich gestützt sind; dadurch werden die Stösse beim Aufsetzen der Schale weniger nachtheilig.

Auswechseln der Wägen bei Schalen mit mehreren Etagen. Die unvollkommenste Methode ist die successive Auswechslung auf den einzelnen Etagen, indem man nach Fig. 278 die niedergehende Schale in der Stellung S am Füllort F, die emporgestiegene in der Stellung S_1 auf die Aufsetzvorrichtungen herablässt, die Wägen auf a und d auswechselt, dann S senkt und S_1 hebt, um diese Arbeit auf b und e vorzunehmen u. s. w. Man kann auch umgekehrt von c gegen a und zugleich von f gegen d vorgehen; jedenfalls ist der ganze Prozess zeitraubend und unsicher, da nach Beendung der Arbeit auf jeder Etage im Füllort Signale gegeben werden müssen und vor dem Niederlassen der Schale wegen der Aufsetzvorrichtung stets ein geringes Anheben nothwendig ist.

Eine Verbesserung ist gewonnen, wenn zur Auswechslung der Wägen am Füllort keine Bewegung des Seiles durch die Maschine erfordert wird, so dass die Arbeiten oben und unten unabhängig von einander stattfinden können und nur nach Beendung derselben am Füllort ein Signal aufwärts zu geben ist. Dies lässt sich mittelst eines Apparates erreichen, der die untere Schale in der Stellung S Fig. 278 stützt und dann successiv niederzulassen gestattet; die Bewegungen der oberen Schale erfolgen durch die Fördermaschine. Es muss daher ein Ueberschuss an Seillänge vorhanden sein, damit die untere Schale bis in die tiefste Stellung herabgelassen werden kann, wenn auch die obere zugleich den tiefsten Stand einnehmen sollte.

Man verwendet zu diesem Zwecke hydraulische Balanciers*); die Schale wird auf eine Platte niedergelassen, welche durch eine Stange mit dem Kolben eines darunter befindlichen Cylinders in Verbindung steht. Der letztere ist nebst einem unten einmündenden Rohr von entsprechender Höhe mit Wasser gefüllt. Der Wasserdruck auf den Kolben ist kleiner als dessen Belastung, so dass die Schale successiv mit den einzelnen Etagen auf die Aufsetzvorrichtung niedergelassen werden kann; letztere muss bei darauf lastender Schale

*) Ponson's Steinkohlenbergbau, deutsch v. Hartmann, S. 680.

ausgerückt werden, da man diese nicht heben kann, doch ergibt sich dabei kein Anstand, weil das Gewicht der Schale grossentheils durch den Wasserdruck ausgeglichen wird, der wegen zunehmender Höhe des Wassers im Rohr in dem Masse steigt, als die Schale tiefer herabgelassen wird und volle Wägen statt der leeren aufnimmt. Die Bewegung lässt sich durch Drehung eines zwischen Cylinder und Druckrohr eingeschalteten Hahnes reguliren.

Statt dessen kann man die Schale auf eine Plattform mit Gegengewichten herablassen; letzere müssen so klein sein, dass die mit einem vollen und sonst leeren Wägen beladene Schale sich abwärts bewegt, damit schon der erste Niedergang selbstthätig erfolgt; an der Welle der Rollen, über welche die Gegengewichtsketten laufen, ist eine Bremse nothwendig. Selbstverständlich wird auch in diesem Falle eine Aufsetzvorrichtung erfordert.

Zur Ersparung an Zeit ist es jedoch am zweckmässigsten, das Auswechseln auf allen oder bei Schalen mit 4 Etagen mindestens auf zweien derselben gleichzeitig vorzunehmen. Die dazu dienlichen Apparate sind nach der Zahl der Etagen verschieden.

Für zwei Etagen ist eine Einrichtung der Grube Marihaye bei Seraing zu erwähnen, wo die Schale aus zwei durch eine horizontale Drehungsaxe verbundenen Theilen besteht, an deren oberem der Wagen mit Hilfsketten aufgehängt ist, daher bei Nachlassen des Förderseiles der Obertheil der Schale sich seitwärts dreht und den höheren Wagen in gleichem Niveau mit dem unteren neben der Schachtöffnung absetzt. Dabei ist jedoch nicht viel an Zeit gewonnen und ergibt sich für die Schale eine zu unzweckmässige Construktion.

Gewöhnlich wird am Füllort und Tagkranz ein fester mit Eisenplatten bedeckter Boden *A* Fig. 284 und 285 neben den Förderabtheilungen *c d* vorgerichtet, und auch um die Schachtöffnung herum die Sohle mit Wendeplatten bedeckt. An der Seite *B* schliesst sich die Eisenbahn an; *a* ist eine bewegliche Bühne, welche durch ein Seil, das über die Rollen *s t* läuft, mit dem Gegengewicht *g* verbunden wird. Das Seil ist auf der Rolle *s* einmal herumgeschlungen und an deren Welle eine Bremse angebracht. Das weitere Aufsteigen der Plattform *a* wird durch eine feste Widerlage gehindert. Kommt die Schale mit dem vollen Wagen in der Schachtabtheilung *c* herauf, so steht auf der Plattform bei *e* ein leerer Wagen bereit. Nach erfolgtem Anhalten der Schale wird der volle Wagen der unteren Etage durch einen leeren auf den Wendeplatten *B* stehenden ersetzt; gleichzeitig zieht man aus der obern Etage den vollen Wagen auf den Boden *A*, wendet ihn, stösst ihn auf die Plattform *a*, und statt

seiner den bei *e* bereitstehenden leeren auf die Schale, die nun wieder eingelassen werden kann. Hierauf lüftet man die an der Scheibe *s* befindliche Bremse, wodurch die Plattform *a* sammt dem vollen Wagen herabsinkt; statt des letzteren wird ein leerer aufgeschoben, welcher nach abermaliger Lüftung der Bremse durch die Wirkung des Gewichtes *g* bis in's Niveau des Bretterbodens steigt und nach *f* gebracht wird, um für die nun in *d* anlangende Schale bereit zu stehen. Das Gegengewicht *g* muss daher leichter als die Plattform *a* sammt vollem und schwerer als diese sammt leerem Wagen sein. Um die Plattform nicht lediglich durch die Bremse im Stillstand erhalten zu müssen, kann zur Sicherheit ein verschiebbarer Riegel an derselben angebracht werden, der in Klammern eingreift, welche am Boden *A* und im Niveau der Schachtmündung befestigt sind. — Am Füllort ist dieselbe Einrichtung verwendbar, nur muss dort beim Stillstand der Schale die obere Etage derselben in gleicher Höhe mit der Eisenbahn liegen, daher der volle Wagen für die untere Etage hinabgelassen, und der auf der letzteren angekommene leere Wagen in's Niveau der Bahn gehoben werden, da die niederzulassende Last nothwendig schwerer, die zu hebende leichter sein muss als das Gegengewicht.

Fig. 261 zeigt einen für eine Schale mit drei Etagen bestimmten Apparat. Dabei sind *ab* zwei feste Böden nächst der Schachtmündung, *c* die bewegliche Bühne mit Gegengewicht *g*, *e* eine selbstwirkende, d. h. durch das Gewicht *f* angezogene Bremse, welche mittelst der Zugstange *z* gelüftet werden kann, *i* die Hubbegrenzung für *c*, *dh* eine Aufsetzvorrichtung mit Stützen *d* in Form von Klammern, welche je nach ihrer Stellung entweder den Durchgang offen lassen, das Aufsteigen oder den Niedergang der Bühne *c* hindern. Nach Auswechseln der vollen Wägen der Schale gegen leere auf *abk* stehende wird der volle Wagen von *a* auf *c* geschoben, *c* bis auf die unteren Zacken von *d* niedergelassen, der Wagen von *b* auf *c* gebracht, und *c* vollends gesenkt, so dass man die Wägen darauf durch leere ersetzen kann, wobei die Klammern *d* so gestellt sind, dass ihre oberen Zacken den oberen Rahmen von *c* gegen vorzeitiges Aufsteigen sichern. Danach lässt man *c* um die Höhe einer Etage aufsteigen und schiebt einen leeren Wagen auf *b*, wobei die Klammern *d* dieselbe Stellung wie eben früher besitzen, aber gegen den unteren Rahmen von *c* drücken; endlich wird *c* vollends gehoben und der zweite leere Wagen auf *a* geschoben. Das Gegengewicht muss zwei leere Wägen heben können, dagegen einen vollen niederzulassen gestatten. Der Wechsel der Wägen auf *k* erfolgt direkt.

Das Personal muss dabei auf *b* und *k* in gebückter Stellung arbeiten, wenn man nicht den Etagen der Schale eine bedeutend grössere Höhe gibt, als für die Wägen nothwendig wäre. Der mittlere Boden *b* ist daher, wenn die Lokalverhältnisse es gestatten, zweckmässiger auf die andere Seite der Schale zu verlegen und dort eine zweite bewegliche Plattform anzubringen; der Betrieb erfolgt dann wie oben für eine Schale mit 2 Etagen angegeben, und die Aufsetzvorrichung *hd* fällt weg.

Bei vier Etagen endlich sind unter der Voraussetzung, dass zur Vermeidung wiederholter Signale die Operationen am Füllort ohne Zuhilfenahme des Seiles stattfinden sollen, folgende Methoden anwendbar, bei welchen allgemein die Wägen in verschiedener Höhe abgesetzt, und entweder durch bewegliche Bühnen auf gleiches Niveau gebracht, oder auf Bahnen von verschiedener Höhe verführt werden, welche ober Tags bis zum Sturzplatz laufen, in der Grube aber durch verschiedenes Gefälle allmälig in den gleichen Horizont gelangen.

a) Nach Fig. 268 wird ein fester Boden *A* angebracht, das Auswechseln zuerst von 1 und 1 nach *A* und *B* vorgenommen, die Schale mittelst der Maschine um die Höhe zweier Etagen gehoben und die Arbeit auf 3 und 4 wiederholt. Um den gleichen Vorgang am Füllort anzuwenden, ist statt *A* eine Vertiefung nothwendig, deren Boden von der Füllortssohle um die Höhe einer Etage absteht; die Schale setzt sich auf eine durch Gegengewichte ausgeglichene Bühne, das Auswechseln findet von der untersten Etage auf die Vertiefung, von der nächst höheren auf die Füllortssohle statt; dann wird die Bühne um die doppelte Etagenhöhe niedergelassen und das Auswechseln auf den beiden oberen Etagen vorgenommen. Die zwei in der Vertiefung befindlichen Wägen gelangen, wie oben bemerkt, entweder durch eine Bahn von stärkerer Steigung, oder durch eine bewegliche Plattform unter gleichzeitigem Niederlassen zweier voller Wägen auf die Füllortssohle.

Diese Methode ist z. B. am Füllort des Schachtes Nr. 8 der Grube Grand Hornu in Belgien in Verwendung*), wo von *A* und *B* Strecken mit verschiedenem Gefälle ausgehen und sich in gleicher Höhe vereinigen.

b) Der Boden *A* Fig. 269 wird um 2 Etagen höher als der Tagkranz gelegt, das Auswechseln erfolgt zwischen 1 und *A*, 3 und *B*; danach wird die Schale um die Höhe einer Etage gehoben und

*) Annales des mines, 1856, 5. Reihe, 10. Bd. S. 173; Preuss. Zeitschrift 1859, 7. Bd. S. 186.

findet die Auswechslung auf 2 und 4 statt. In dieser Art würde sich gegen a) nur der Nachtheil herausstellen, dass die Wägen in zwei stärker verschiedenen Niveaus abgesetzt werden. Stellt man jedoch noch eine zweite feste Bühne A_1 auf, so kann das Auswechseln dadurch beschleunigt werden, dass man gleichzeitig die Wägen nach AB abzieht, und von $A_1 B_1$ die Ersatzwägen aufschiebt. Am Füllort ist zu demselben Zwecke wieder eine Vertiefung und zur Unterlage für die Schale eine Bühne mit Gegengewicht erforderlich, das Auswechseln geschieht zuerst auf 2 und 4, dann auf 1 und 3.

Diese Methode ist am Tagkranz der Schächte Nr. 8 und 12 der Grube Grand Hornu in Anwendung; von den Sohlen AA_1 und BB_1 laufen abgesonderte Bahnen zum Sturzplatz.

c) Auf der Grube Saint-Louis zu Anzin ist am Füllort die Einrichtung Fig. 291 *) in Verwendung. Ober der Sohle B befindet sich der Boden A, welcher in der Höhe der Zufuhrbahn liegt; eine Plattform mit zwei Etagen I II und mit Gegengewichten g, ferner mit Bremse an der Welle w versehen, hält auf jeder Etage 2 volle Wägen in Bereitschaft, es wird über feste Brücken b weg auf 2 und 4, dann, nach Hebung der Plattform um eine Etage, auf 1 und 3 gewechselt. Sonach erfolgt der Austausch der leeren Wägen von I und II gegen die auf A und B zugeführten vollen und die Plattform wird wieder in die gezeichnete Stellung herabgelassen. In den Räumen a befindet sich die Aufsetzvorrichtung für die Schale. Von A werden die vollen Wägen auf B mittelst beweglicher Bühne herabgelassen und gleichzeitig leere aufgezogen. Am Tagkranz ist der Vorgang derselbe, nur steht bei der Ruhelage der Schale 4 mit der Tagbahn, 2 mit A in gleicher Höhe, und es werden die Wägen erst auf 1 und 3, und nach Senkung der Plattform auf 2 und 4 gewechselt. Die Dauer der Operation wird die gleiche sein, wie nach a), und die Plattform erhält grosse Dimensionen, besonders wenn auf jeder Etage der Schale 2 Wägen stehen. Dies wäre zu vermeiden, dagegen die Arbeit etwas verzögert, wenn man zuerst bei höherer Stellung der Plattform von A und B über I und II hinüber direkt auf 1 und 3 auswechselt, dann von A und B volle Wägen auf die Plattform schiebt, letztere senkt und nun auf 2 und 4 den Austausch vornimmt.

d) Nach Fig. 270 kann man drei feste Böden BCD errichten, daher das Auswechseln auf allen Etagen gleichzeitig, und mithin in kurzer Zeit, erfahrungsmässig schneller als nach b) beenden;

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1859, 4. Bd. S. 427.

doch sind Ab- und Zuführung der Wägen, die nun in drei Horizonten abgesetzt werden, am complicirtesten. Diese Einrichtung ist am Füllort des Schachtes Nr. 12 der Grube Grand Hornu im Gebrauch und durch Fig. 262 und 263*) dargestellt. Darin sind *ab* die Sohlen, auf denen die Wägen der unteren, *cd* Bühnen, auf welchen die der oberen Etagen ausgewechselt werden; *e* und *f* Ablassvorrichtungen, um volle Wägen von *c* nach *a*, von *d* nach *b* herabzulassen und zugleich leere Wägen zu heben; *g* und *h* die Strecken, durch welche die vollen Wägen zu- und die leeren fortgeführt werden; durch verschiedenes Ansteigen derselben bis zur Hauptförderstrecke wird der Höhenunterschied der Sohlen *c* und *d* ausgeglichen. Auf jeder Etage der Schalen stehen zwei Wägen, und zwar hintereinander; da die Zu- und Abfuhr an der kurzen Seite der Schale erfolgt, wo sich die Leitungen befinden, so sind die Leitsparren *l* unterbrochen und durch Eckleitungen *n* ersetzt. Wie der Grundriss Fig. 263 zeigt, sind die sämmtlichen mit Gusseisenplatten bedeckten Sohlen mit den erforderlichen Leitschienen versehen. Sobald die Schale unten angelangt ist und sich auf die Blöcke *i* aufgesetzt hat, werden gleichzeitig bei allen 4 Etagen die Wägen gewechselt. Da diese Arbeit unten gewöhnlich früher beendet ist als oben, wird ein Signal aufwärts nur im Falle einer besonderen Verzögerung gegeben. Der ganze Stillstand der Schale beträgt nur 30 bis 35 Sekunden.

e) Am schnellsten wäre endlich das Auswechseln der Wägen zu beenden, wenn man auf allen 4 Etagen gleichzeitig die Wägen nach einer Seite abziehen, von der anderen zuschieben könnte; dabei müssten 3 Böden auf jeder Seite angebracht sein, allein entweder würden diese wieder einen für die bequeme Arbeit zu kleinen Abstand, oder die Etagen der Schale eine zu grosse Höhe erhalten.

Anordnung der Schalen im Schachte. Bezüglich der Stellung der Wägen auf den Schalen und der letztern im Schachtquerschnitte ist Folgendes zu beachten:

a) Die Führungen der Schale sollen sich aus dem früher angeführten Grunde neben den Langseiten der Wägen befinden.

b) Das Auswechseln der Wägen ist an derselben Seite beider Schalen auszuführen, weil sonst, besonders wenn letztere mehrere Etagen enthalten, die Einrichtungen complicirter werden; daher sollen

*) Annales des mines, 1856, 5. Reihe, 10. Bd. S. 286; Preuss. Zeitschrift 1859, 7. Bd. S. 184.

die Wägen der einen Schale neben und nicht hinter denen der anderen Schale stehen.

c) Befinden sich auf jeder Etage zwei Wägen, so sind auch diese besser neben als hinter einander zu stellen, weil im letzteren Falle die Schale lang und schmal, also weniger solid wird.

d) Einzelne Methoden des Auswechselns bei Schalen mit mehreren Etagen, dann das gleichzeitige Auf- und Abschieben der Wägen bei einer Etage sind nur dann möglich, wenn der Raum an beiden Stirnseiten der Wägen disponibel ist.

e) Das Auswechseln der Wägen von den Schalen gegen die Wasserhaltungsabtheilung des Schachtes hin ist nicht zulässig, wol aber gegen die Fahrtabtheilung, wenn die Fahrten an den betreffenden Orten in seitliche Erweiterungen des Schachtes gestellt werden können.

f) Die Schalen sind so anzuordnen, dass der Schachtquerschnitt gut benützt wird und nöthigen Falls für Fahrung und Wasserhebung der genügende Raum frei bleibt.

Nebstdem ist noch, wie später nachgewiesen, die Stellung der Fördermaschine gegen den Schacht zu berücksichtigen.

Diesen Forderungen kann aber in der Regel nur theilweise entsprochen werden. Befindet sich auf jeder Etage nur ein Wagen, so ist Fig. 292 die gewöhnliche Anordnung; bei grösserer Breite des Schachtes wird durch Fig. 293 der vorhandene Querschnitt besser benützt, doch sind, wenn nebstdem eine Wasserhebung eingerichtet ist, die Schalen nur an einer Seite *a* frei. Bei runden Schächten kommen Fig. 287 und 288 vor; die letztere ergibt einen einzigen, grösseren Raum *f* für andere Zwecke, die Schalen sind nur einerseits frei, die Leitsparren befinden sich an deren Stirnseiten, oder man muss statt *n* drei zu *m* senkrechte Einstriche legen, wobei die Zimmerung kostspieliger wird. Fig. 287 ergibt zwei Räume *fg*, allein das Auswechseln ist an entgegengesetzten Seiten der Schale vorzunehmen.

Für Schalen, die zwei Wägen auf jeder Etage enthalten, ist bei rechteckigem Schachtquerschnitte Fig. 286 die beste Anordnung; bei grösserer Schachtbreite wäre Fig. 279 anzunehmen, wobei aber die Schalen lang werden und nur einerseits ganz frei sind. Für die grösste Schachtbreite und kleinste Wagenlänge sind Fig. 280 und 281 anwendbar; die erstere ergibt lange Schalen, die zweite den grösseren Nachtheil, dass nach entgegengesetzten Seiten ausgewechselt werden muss. Bei runden Schächten endlich sind Fig. 289 und 290 am zweckmässigsten; bei der letzteren sind die Schalen beiderseits frei, um aber grössere Räume ff_1 zu erhalten, muss man die

Schalen möglichst nahe zusammenlegen, daher die Führungen an den Stirnseiten anbringen, wobei wegen der grossen Länge der Schale namentlich die Fangvorrichtung schwer ausfällt.

Literatur.

Die älteren Werke von Combes und Ponson enthalten zahlreiche Zeichnungen und Beschreibungen von Schachtfördergefässen, das letztere befass sich schon eingehender mit den Schalen mit mehreren Etagen. Burat, das Material des Steinkohlenbergbaues, enthält mehrere gute Zeichnungen von Förderwägen, Kippvorrichtungen und Schalen sammt zugehörigen Apparaten, ohne nähere Beschreibung. Rziha's Lehrbuch der Tunnelbaukunst enthält eine systematisch zusammengestellte mit Zeichnungen ausgestattete Beschreibung der beim Tunnelbau benützten Fördergefässe, wozu der grössere Theil der im Bergbau verwendeten gehört, gibt schätzbare praktische Regeln und Erfahrungen, endlich eine ausgedehnte Zusammenstellung über Anlags- und Betriebskosten der Strecken- und Schachtförderung. Löttner's Bergbaukunde, herausgegeben von Serlo, hält sich meist beschreibend und geht wenig auf Regeln der Construktion ein; Berechnungen sind darin ausgeschlossen. In Redtenbacher's „Maschinenbau", sowie in Weisbach's Ingenieur- und Maschinen-Mechanik ist die Construktion der Eisenbahnen, jedoch im ersteren Werke ausschliesslich, im letzteren vorzugsweise mit Rücksicht auf Lokomotivbahnen behandelt. Rittinger's Mittheilungen über die Weltausstellungen 1855, 1862 und 1867 enthalten kurze Beschreibungen und Skizzen der ausgestellten Neuerungen.

Vom Inhalte der periodischen Literatur ist zu erwähnen über Eisenbahnen: Daten über Eisenbahnförderung in Belgien, B. u. H. Zeitung, 1848, 7. Bd. S. 377; über Entleerung der Wägen ebendas. 1849, 8. Bd. S. 785; Tagbahnen am Erzberg bei Vordernberg, Jahrb. der Montanlehranstalt Leoben, 1851, 1. Bd. S. 102; Berechnung der Grubeneisenbahnen (für conische Räder) von G. Schmidt, „Erfahrungen" 1852; die Eisenbahnförderung in Joachimsthal, von G. Schmidt, mit der Berechnung des Widerstandes bei Krümmungen und der Zeichnung eines Wagens, „Erfahrungen" 1853, S. 57; Wagen zum Stürzen auf 3 Seiten, „Erfahrungen" 1854, S. 11; Krümmung der Langschwellen bei Flachschienen-Bahnen durch Einsägen, „Erfahrungen" 1855, S. 15; Zeichnung und Beschreibung des Bleistädter Eisenbahnwagens ebendas. S. 15; Versuche über die Leistung bei der Eisenbahnförderung, „Erfahrungen", Jahrgänge 1853 bis 1856; über Schienen u. Wägen in Preussen, Preuss. Zeitschrift 1855, 2. Bd. S. 372; Bahnschienen in Saarbrücken, Zeichnung eines Wagens, Resultate bei der Förderung mit Pferden u. Menschen, Preuss. Zeitschrift 1856, 3. Bd. S. 181; Kippvorrichtungen auf englischen Gruben, ebendas. S. 49; Skizze einer Kippvorrichtung, ebendas. S. 259; Eisenbahnförderung im Kohlenbecken der Loire v. Lombard, Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1856, 2. Bd. S. 188, mit Tabellen und Bemerkungen über die Leistung; Wagen zum Stürzen bei der Tagförderung, ebendas. 1857, 3. Bd. S. 266; belgischer Wipper

am Grand Hornu, Ann. des mines, 1856, 5. Reihe, 10. Bd. S. 192; Wagen zum Stürzen nach beiden Seiten, „Erfahrungen" 1857, S. 5; über gusseiserne Bahnschienen ebendas. S. 3; über den wegen der Krümmungen zulässigen Axenstand v. Schmidl, Zeitschr. des Oest. Ing. V. 1857, S. 337: über Reibung der Eisenbahnräder, Ann. des mines, 1858, 5. Reihe. 13. Bd. S. 271; über belgische Bahnen (auch für Pferde) Preuss. Zeitschr. 1858, 6. Bd. S. 43; hochkantige Schienen und Weichen im nördl. Frankreich, Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1859, 4. Bd. S. 400; Wipper ebendas. S. 430; Wagen für den Betrieb durch Pferde u. Maschinen in England ebendas. S. 205; über Bahnen in Belgien, genaue Zeichnung eines Blech- und eines hölzernen Wagens, Vortheile des letzteren, v. Leuschner, Preuss. Zeitschr. 1859, 7. Bd. S. 178; Zeichnung einer festen u. einer beweglichen Kippvorrichtung ebendas. S. 190; über Eisenbahnen, genaue Zeichnung eines Wagens, Versuche mit selbstschmierenden Axen, Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1860, 5. Bd. S. 256; Verhältniss des Wagengewichtes zur Ladung, Erf. 1860, S. 20; Vergleich zwischen Holz- und Blechwägen v. Deroux, Berg- u. hütt. Zeitung 1860, 19. Bd. S. 315; Eisenbahnförderung in Preussen, Preuss. Zeitschr., 1860, 8. Bd. S. 186 ; Eisenbahnen u. Wägen in der preuss. Provinz Sachsen, Zeichnung eines festen u. eines bewegl. Wippers. Wendeplatten, ebendas. S. 317; Eisenb. in England, Zeichnungen von Wägen, Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1861, 7. Bd. S. 14; Bemerkungen über die Construktion der Wägen Ann. des mines, 1861, 5. Reihe, 20. Bd. S. 302; Förderwagen zu Dowlais, Preuss. Zeitschr. 1861, 9. Bd. S. 83; Wagenräder aus Gussstahl ebendas. S. 186; über das Gleiten und Rollen der Räder v. Decker, Zeitschr. des Oest. Ing. Ver. 1861, S. 125, Eisenb. im Dep. der Mayenne und Sarthe. von Dorlhac, gute Zeichnungen von Wägen, darunter auch einer zum Stürzen nach 3 Seiten, Leistung der Menschen u. Pferde, Bull. de la soc. de l'ind. min. 1862, 7. Bd. S. 594; Bemerkungen über Eisenb., Preuss. Zeitschr. 1862, 10. Bd. S. 206. Serlo, Rohr & Engelhardt, über Eisenb. in England und Schottland, Zeichnung mehrerer Wägen. Wipper ebendas. S. 57; Eisenb. im Bezirk Bonn, ebendas. S. 218; Construktion des Wagens u. der Kippvorrichtung v. Biver, Revue universelle des mines, 1862, 12. Bd. S. 333; Eisenbahn bei flachen Förderschächten v. Schönemann, Zeitschr. deutscher Ing. 1862, 6. Bd. S. 36; Förderwagen v. Cabany, Revue universelle des mines, 14. Bd. S. 26; Kippwagen (für Erdarbeiten ober Tags), Ann. des mines, 1862, 6. Reihe, 2. Bd. S. 277; Bremsung der Wägen mit Hemmschlitten, Preuss. Zeitschr. 1863, 11. Bd. S. 263; Wagen zur Förderung von Spatheisenstein ebendas. S. 88; Bahnen, Zeichnungen von Wägen in Saarbrücken, ebendas., 1864, 12. Bd. S. 155; Wagen zur Maschinenförderung, B. u. H. Zeitung 1864, S. 237; Eisenbahnförderung der Steinkohlengrube Maria zu Höngen bei Aachen, Zeichnung eines Wagens v. Honigmann, B. u. H. Zeitung 1865, 24. Jahrg. S. 142; Förderung am Bleierz- u. Blendebergwerk Altglück, Preuss. Zeitschr. 1865, 13. Bd. S. 246: Wagen zum Seitwärtsstürzen v. Jarolimek, „Erfahrungen" 1865, S. 9, ein anderer, Oest. Zeitschr. für B. u. Hüttenwesen 1865, S. 80; über Förderwägen u. Wipper, Berggeist 1866, S. 89: Kippvorrichtung, Freiberger Jahrb. 1866, S. 199; Zeichnungen der Eisengussräder v. Gruson, Berggeist 1864 Nr. 85 u. 100; 1865 Nr. 58; 1866 Nr. 25: Daten über diese Räder ebendas. 1867, S. 114; über die Form der Bahnschienen u. über rollende Reibung von Krauss, Pol. Centralblatt 1866, S. 1162; über Befestigung der Eisenbahnwagenräder, Oest. Zeitschr. für B. u. H., 1866,

S. 256; selbstschmierendes Lager v. Delaunoy, Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1866, 12. Bd. S. 76; Berechnung der Widerstände eines Bahnzuges in Krümmungen v. Herrmann, Zeitschr. des Oest. Ing. Vereines 1867, S. 173; über die Widerstände der Eisenbahnzüge, ebendas. 1868, S. 156; Vorschlag zu allgemeinen Profilen für Eisenbahnschienen u. Berechnung der letzteren von H. Schmidt, ebendas. S. 123; Kippwagen v. Suc, Zeitschr. des Ver. deutscher Ing., 1868, 12. Bd. S. 232; über Eisenbahnwägen Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1868, 13. Bd. S. 438; Verbesserungen an Bahnen und Wägen, Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Bd. S. 71; Apparat zur Controle der Füllung und Anzahl der geförderten Grubenwägen, Berggeist 1869, Nr. 25; Förderwägen, Pol. Centralblatt 1869, S. 642; verbesserte Förderwägen, Oest. Zeitschrift für B. u. H. 1869, S. 146; hölzerne Drehscheibe und Wagen mit dachförmigem Boden zum Stürzen nach zwei Seiten, Preuss. Zeitschrift 1870, 18. Bd. S. 43; Bahn mit drei Schienen, Oest. Zeitschr. für B. u. H. 1870, S. 125; Verbesserung an Grubenwägen ebendas. S. 159; Lindley's Schmierapparat für Grubenwägen, Pol. Centralblatt 1870, S. 525.

Ueber Förderschalen: Anwendung von Fallschirmen statt Fangvorrichtungen, Dingler's polyt. J. 1850, 117. Bd. S. 237; Begg's Fangvorrichtung (mit Winkelhebeln, deren abwärts gerichtete Arme in Vertiefungen der Leitsparren greifen), B. u. h. Zeitung 1852, S. 301; Förderschale von Pech, Oest. Zeitschrift für B. u. H. 1853, S. 162; Werther's Fangvorr., Civilingenieur 1854, S. 155; Schalen am Mariaschacht in Pribram v. Reutter, Jahrb. d. Montanlehranstalten, 1855, 5. Bd. S. 49; ausführliche Beschreibung der Kohlenförderung am Schachte Grand Hornu, Einbau der Führungen, Schale mit 4 Etagen v. Glépin, Ann. des mines 1856. 5. Reihe, 10. Bd. S. 154, derselbe Aufsatz auch im Bull. de la soc. de l'ind. min., 2. Bd., 2. Lieferung; Schalen, Verschluss- u. Aufsetzvorrichtungen in England u. Schottland v. Herold, Preuss. Zeitschrift 1856, 3. Bd. S. 45; Ostrauer Förderschale v. Decker, „Erfahrungen" 1857, S. 5; Pribramer u. Brandeisler Förderschale, letztere mit 2 Etagen, v. Hutzelmann, Jahrb. der Montanlehranstalten 1857, 7. Bd. S. 60; Fangvorrichtung von Nilsgerjoch, durch Jeep modifizirt (nach Buttgenbach's Prinzip) Dingler's p. J. 1858, 149. Bd. S. 161; Fangvorr. mit exzentrischen gezahnten Scheiben, auch über die Stärke der Federn bei Fangvorr., Zeitschr. des Ver. deutscher Ing. 1858, S. 254; Vergleichung der verschiedenen Gefässe zur vert. Förderung, Construktion und Führung der Schalen, Methoden des Auswechselns der Wägen und Anordnung der Schalen im Schachte von Guary, Bull. de la soc. de l'ind. min., 1859, 4. Bd. S. 417; sehr ausführlicher Aufsatz mit Beschreibung, Zeichnung und Kritik von 27 Fangvorrichtungen v. Baure, ebendas. S. 593; Apparat, um die Förderwägen am Tagkranz höher zu heben, wenn die Schale wegen Lokalverhältnissen nicht hoch genug aufsteigen kann, in einem Aufsatz über den Steinkohlenbergbau in Belgien, v. Leuschner, Preuss. Zeitschrift 1859, 7. Bd. S. 189; über Fangvorrichtungen, Revue univ. des mines, 1860, 6. Bd. S. 440; Verschluss der Fördergestelle, Preuss. Zeitschrift 1860, 8. Bd. S. 191; Schalen und Fangvorr. mit exzentr. gezahnten Scheiben, Zeichnungen der „Hütte", 1860 Blatt 26 und 1864, Bl. 30, die letztere mit comprimirter Luft; über Schalen in der preuss. Prov. Sachsen v. Ottiliae, Preuss. Zeitschrift 1860, 8. Bd. S. 320; Fangvorr. v. Mueseler & Hamal (Buttgenbach's Prinzip), Vorschlag zu geänderten Bewegungsmechanismen für Fangvorr., B. u. H. Zeitung 1861, 20. Bd. S. 479; Schachtverschluss durch einen vertikalen Balken,

den die Schale hebt, für eine Maschine zum Abwärtsfördern, ebendas. S. 467; detaillirte Beschreibung des Einbaues der Leitsparren v. Manigler, Bull. de la soc. de l'ind. min., 1862, 7. Bd. S. 445; Reisebericht v. Serlo, Rohr u. Engelhardt, Preuss. Zeitschr. 1862, 10. Bd. S. 12, über die Förderschalen S. 85; Schale bei einer Maschine zum Abwärtsfördern, B. u. H. Zeitung 1865, 24. Jahrg. S. 182; eine Fangvorrichtung, complicirt und schwer, Polyt. Centralblatt 1866, S. 106; Helling's Fangvorr. (mit Keilen), Zeitschr. des Ver. deutscher Ing. 1866, 10. Bd. S. 461; über Fangvorr., Oest. Zeitschrift für B. u. H., 1866, S. 4; Lohmann's Fangvorr. (ohne Beschreibung) Berggeist 1867, S. 93; Förderschale mit Fontaine'scher Fangvorr. v. Heberle, B. u. H. Zeitung 1867, S. 361; Micha's Fangvorr. mit gezahnten exzentr. Scheiben, Polyt. Centralblatt 1867, S. 643; über Fangvorr. v. Malmedie, Zeitschrift des Ver. deutscher Ing. 1868, 12. Bd. S. 353. Eine Schale für zwei neben einander stehende Wägen s. Wiebe's Skizzenbuch für den Ing. u. Maschinenbauer Heft 6. Schale, Fangvorrichtung und Führung des Schachtes Robiac bei Bességes, Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1868, 13. Bd. S. 435; Fangvorr. von Legrand, Revue universelle, 1868, 24. Bd. S. 409; Fangvorrichtung von Eichenauer, Zeitschr. des Ver. deutscher Ing. 1869, 13. Bd. S. 225; ungünstige Kritik darüber, Berggeist 1869, S. 537; über Schalen und Fangvorrichtungen, Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Bd. S. 79; Schalenverschluss, Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1869, 14. Bd. S. 777; über Schachtleitungen aus Drahtseilen oder Eisenschienen v. Bluhme, Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Bd. S. 421; Drahtseilführung, Oest. Zeitschr. für B. u. H. 1869, S. 247. Förderschale mit 2 Etagen v. Pinno, ebendas. 1870, 18. Bd. S. 40.

Ueber sonstige Fördergefässe: Schwebende Eisenbahn, Ann. des mines, 1836, 6. Liefg. S. 107; Körbe und Holzkästen auf Gestellwägen in den norddeutschen Kohlengruben, B. u. h. Zeitg. 1843, 2. Bd. S. 586; Wagen zur Strecken- und Schachtförderung ebendas. 1845, 4. Bd. S. 931; Kipphunde zur Vertikalförderung, Freiberger Jahrbuch 1853, S. 267; Haspelförderung mit ordinären Hunden, „Erfahrungen" 1853. S. 43 u. 47; Haspelkübel, dann Kasten mit Gestellwagen auf der Bleierzgrube Friedrich bei Tarnowitz, Preuss. Zeitschrift 1854, 1. Bd. S. 17; Wagen zur horizontalen u. geneigten Förderung, Jahrb. der Montanlehranstalten 1854, 4. Bd. S. 206; Haspelförderung mit Hunden u. Stürzvorrichtung für die letzteren, „Erfahrungen" 1855, S. 22; Vorrichtungen zur gefahrlosen Entleerung der Haspelkübel, Rittinger, Pariser Ausst. 1855, S. 57; Gestellwagen für Bremsberge, Bull. de la soc. de l'ind. min., 1857, 3. Bd. S. 270; Wagen zur Schachtförderung, Preuss. Zeitschrift, 1858, 6. Bd. S. 42; Blechkübel zur tonnlägigen Förderung und Karren zum Stürzen desselben, Preuss. Zeitschrift 1860, 8. Bd. S. 320; Tonnen zur Förderung in Frankreich, Bull. de la soc. de l'ind. min., 1862, 7. Bd. S. 585; 2 Gestellwägen für Bremsberge zu Anzin, Revue univ. des mines, 14. Bd. S. 20; Korb aus Esparterogras für Haspel in Spanien, B. u. H. Zeitung 1862, 21. Bd. S. 393; Bemerkungen über Wägen für geneigte Förderung, Zeitschr. des Ver. deutscher Ing. 1862, S. 36; Wägen zur Schachtförderung in Frankreich, Revue univ. des mines, 13. Bd. S. 321; über Anwendung der Gestellwägen, ebendas. 14. Bd. S. 20; Blechkasten zur Förderung in engen Schächten, mit Rollenführung, auf der Grube Maria zu Höngen bei Aachen, B. u. H. Zeitung, 1865, S. 183; hängende Bahn, ebendas. 1870, S. 123; Hodgson's Drahtseilbahn, ebendas. S. 68.

III. Maschinen zur Vertikalförderung.

Zur Vertikalförderung werden benützt: Dampfmaschinen; Maschinen mit Wasserkraft, und zwar Wasserräder, Turbinen, Wassersäulenmaschinen, Wassertonnenaufzüge; Maschinen mit Menschen- oder Thierkraft, wozu Pferdegöpel und Haspel gehören. Calorische und Gasmaschinen sind bei der Förderung nicht in Anwendung, und von den durch comprimirte Luft betriebenen, welche wol nur bei der tonnlägigen oder horizontalen Förderung vorkommen, ist im Abschnitt IV die Rede.

Die ältesten durch thierische Kräfte bewegten Fördermaschinen wurden Göpel genannt; man hat diese Benennung später auf die anderen Arten ausgedehnt und heisst diese auch Dampf-, Wasserrad-, Turbinen- und Wassersäulengöpel. Desgleichen wurde die Bezeichnung Haspel, welche für die von Menschenhand betriebenen, zur Hebung geringer Lasten dienenden Apparate üblich ist, auf die zum gleichen Zweck bestimmten Fördermaschinen übertragen, welche den Namen Dampfhaspel führen.

Von allen Arten sind unten die Förderungsdampfmaschinen vorausgeschickt, welche für grössere Leistungen gegenwärtig am meisten im Gebrauch stehen und die Arbeitsmaschine, welche hier vorzugsweise berücksichtigt wird, in der grössten Vollendung zeigen.

Berechnung der Förderlast. Fördergeschwindigkeit. Zur Berechnung der Maschine muss die bei einem Aufzug zu hebende Last q und die Fördergeschwindigkeit v gegeben sein. Die erstere lässt sich ermitteln, wenn das in bestimmter Zeit T, z. B. in einer Schicht zu hebende Quantum M, die Dauer t der Pause zwischen zwei Aufzügen und die Förderhöhe H gegeben sind. Es ist nämlich die Dauer eines Aufzuges sammt Pause

$$\frac{H}{v} + t;$$

die Zahl z Aufzüge in der Zeit T

$$z = \frac{T}{\frac{H}{v} + t},$$

mithin die Förderlast q pr. Aufzug

$$(1) \quad q = \frac{M}{z} = \frac{M}{T}\left(\frac{H}{v} + t\right).$$

Bei der combinirten Förderung muss diese Last im Einklang stehen mit der Wagenladung der Horizontalförderung, wenn die Wägen ohne Umladung gehoben werden sollen.

Die Dauer t der Pause, welche zum Füllen und Stürzen oder Auswechseln der Gefässe, bei Haspeln auch als Ruhezeit erfordert wird, beträgt bei der Schalenförderung $^1/_4$ bis 1 Minute; bei Säcken, Tonnen u. s. w., welche gefüllt in Bereitschaft stehen und direkt an das Seil gehängt werden, 1 bis 3 Min., und wenn die Füllung während des Stillstandes erfolgt, 3 bis 6 Min.; bei Haspelkübeln 1 bis 3 Minuten.

Die Fördergeschwindigkeit v hängt vorzüglich von der Beschaffenheit der Gefässe und des Schachtes ab. Wie schon gelegentlich bemerkt, darf sie für direkt am Seil hängende Gefässe bei Mangel eines Schachtscheiders und einer Verlattung nicht mehr als $0 \cdot 6^m$ betragen, im entgegengesetzten Falle $1 \cdot 3^m$, und wenn eine Führung vorhanden ist, auf 3^m steigen. Bei der Schalenförderung trifft man meist $v = 3$ bis 5^m; über 6 bis 7^m zu gehen, dürfte sich für die Dauer nicht als vortheilhaft erweisen. Uebrigens ist die Fördergeschwindigkeit auch durch die Art der Maschine bedingt.

A. Dampfmaschinen.

Um eine Uebersicht der Haupttheile einer Förderdampfmaschine zu geben, soll die Anordnung Fig. 311 als normale betrachtet werden. Der im Cylinder c enthaltene Kolben bewegt mittelst Kurbel und Schubstange eine Welle, auf welcher das Schwungrad S und das Getriebe z befestigt sind. Letzteres greift in das Zahnrad Z, auf dessen Welle zwei Trommeln t (Treibkörbe) aufgekeilt sind, von welchen an entgegengesetzten Seiten das Oberseil o und Unterseil u zu den Seilscheiben s und von diesen in den Schacht N laufen. Es bewegt sich daher stets ein Seil mit dem beladenen Fördergefäss auf-, das andere mit dem leeren Gefäss abwärts. Bei den einzelnen Aufzügen wechselt die Drehungsrichtung der Maschine, so dass die Seile sich abwechselnd auf- und abwinden.

Die Anwendung zweier Seile hat den Vortheil, dass das niedergehende nebst Fördergefäss der Maschine soviel Arbeit mittheilt, als das Aufziehen des anderen fordert, daher die von der Maschine zu produzirende reine Leistung nur dem Produkt aus der Förderlast und der Aufzugshöhe gleichkommt; der Widerstand ist jedoch veränderlich, weil das niedergehende Seil immer länger, das aufgehende kürzer wird, und zwar nimmt diese Veränderlichkeit mit der Schachttiefe zu.

Die Seilscheiben erfüllen den Zweck, die in den Schacht hängenden Seile stets in derselben Vertikalen zu erhalten und die

Aufstellung der Treibkörbe ober dem Schacht zu vermeiden. Eine Transmission ist nur bei verschiedener Umgangszahl der Schwungrad- und Treibkorbwelle nothwendig.

Für die Construktion der Maschine ist insbesondere massgebend, dass sie dem Gesagten zufolge 1) wechselnde Drehung gestatten, 2) einen veränderlichen Widerstand überwinden muss.

System der Maschine.

Wie alle rotirenden, werden auch die Fördermaschinen nur doppeltwirkend construirt. Eine hohe Dampfspannung ist aus bekannten Gründen vortheilhaft, ihre Steigerung findet jedoch in den grösseren Kosten der Kessel und dem stärkeren Dampfverlust eine Grenze. Die Anwendung der Condensation führt auf geringeren Dampfverbrauch, erhöht jedoch die Anlagskosten der Maschine und erfordert eine beträchtliche Wassermenge; steht diese nicht zur Verfügung, so iegt man ein Reservoir an, welches das aus dem Condensator entfernte Wasser aufnimmt, und wieder an die Kaltwasserpumpe abgibt, jedoch grosse Dimensionen erfordert, wenn die Abkühlung eine vollständige sein soll. Die Condensation ist daher nur am Platze, wenn die Maschinenpreise niedrig, die Brennstoffkosten hoch sind.

Der Nutzen der Expansion wird dadurch beschränkt, dass bei zunehmendem Expansionsgrad die Dimensionen der Maschine, der Dampfverlust und die Nebenhindernisse wachsen, daher man bei Condensationsmaschinen nicht höher als auf 5fache, bei anderen nur bis auf $2^1/_2$ oder 3fache Expansion gehen soll.

Die veränderliche Leistung einer Fördermaschine kann nun entweder durch Aenderung der Einströmung oder durch variable Expansion erreicht werden. Letzteres ist das Vortheilhaftere, weil dabei die Arbeitsfähigkeit des Dampfes in den Perioden der geringeren Leistung besser ausgenützt wird. Ist ferner die Schachttiefe gross, also der Widerstand stark veränderlich, so wird man die Maschine für den anfänglichen grössten Widerstand auf Volldruck berechnen, um die zu Ende des Aufzuges erforderliche Expansion auf das nothwendige Mass zu beschränken, bei geringer Schachttiefe jedoch kann die Maschine schon für die anfängliche Leistung auf Expansion berechnet werden. Dabei ist wohl zu berücksichtigen, dass die gewöhnlich verwendeten, bequemen Umsteuerungen bei höheren Expansionsgraden keine gute Dampfvertheilung geben, daher nur mässige Expansion Vortheil gewährt.

Für die Wahl des Systems der Maschine sind noch die Ver-

hältnisse des Bergbaues, bei welchem sie benützt werden soll, massgebend. Wo die Förderung mit den geringsten Unterbrechungen erfolgen muss, um dem Bedarf zu genügen, ist als wesentlichste Bedingung Einfachheit in der Ausführung anzusehen, denn je weniger Bestandtheile die Maschine enthält, desto weniger Reparaturen kommen vor; öftere Störungen des Betriebes können aber leicht mehr Nachtheil zur Folge haben, als ein in Bezug auf Dampfverbrauch weniger rationelles Maschinensystem. Es gilt dies namentlich von Kohlenbergbauen, wo sich als Brennstoff meist ein Material verwenden lässt, welches nur geringen Werth besitzt, daher die Rücksicht auf kleinen Dampfverbrauch um so mehr in den Hintergrund tritt. Aus dieser Ursache werden Fördermaschinen nur selten mit Condensation, und bei Kohlenbergbauen von geringer Tiefe auch oft ohne Expansion ausgeführt.

Berechnung der Maschine.

Die folgende Berechnung der Hauptdimensionen erstreckt sich nur auf Maschinen, bei welchen das Seilgewicht nicht ausgeglichen ist; die Modifikationen, welche sich für Maschinen mit conischen und Spiralkörben ergeben, sind in dem Kapitel über Ausgleichung des Seilgewichtes angegeben.

Maschinen für grössere Fördertiefen. Dem Obigen zufolge sind solche Maschinen auf den anfänglichen Widerstand als Volldruckmaschinen zu berechnen. Dieser Widerstand W ist, da die Gewichte der Fördergefässe sich aufheben, gleich der Förderlast q mehr dem Seilgewicht G, mehr den auf den Treibkorb-Umfang reduzirten Nebenhindernissen der Arbeitsmaschine. Letztere können der Gesammtbelastung beider Seile proportional und zwar zu 4% derselben angenommen werden, welche Annahme stets genügt und anderseits nicht auf merklich zu grosse Dimensionen führen kann. Man hat also, unter F das Gewicht eines Fördergefässes (bei Anwendung von Schalen das Gewicht einer Schale sammt darauf stehenden leeren Wägen) verstanden,

$$W = q + G + 0{\cdot}04\,(q + G + 2\,F)$$

(2) $$W = 1{\cdot}04\,(q + G + 0{\cdot}077\,F).$$

Es ist mithin bei der Fördergeschwindigkeit v der von der Kurbelwelle zu übertragende Effekt N in Pferdekräften für Kil. und Meter als Einheiten

(3) $$N = \frac{Wv}{75}.$$

Die Berechnung der Dampfmaschinen hat seit Erscheinen der

auf die mechanische Wärmetheorie basirten Dampfmaschinentheorie von Gustav Schmidt*) einen wesentlichen Umschwung erfahren; die Resultate der neuen Lehre sind in den von Jos. Hrábak**) unter Benützung des Völckers'schen Werkes „der Indicator“ berechneten Tabellen in einer für den Gebrauch sehr bequemen Art zusammengestellt.

Auf die Bewegung der Dampfmaschine wirken förderlich der Druck des eintretenden Dampfes auf die Kolbenfläche, hindernd der Gegendruck des ausströmenden Dampfes, die Reibungen der Maschinentheile und die sonstigen Nebenwiderstände; das Resultat ist, dass an die Kurbelwelle der Effekt N abgegeben wird. Man kann sich diese sämmtlichen Kräfte ersetzt denken durch eine während des ganzen Kolbenlaufes constante Spannung p_n Atm., welche für sich allein, und zwar förderlich auf die Kolbenfläche wirkend, den Effekt N abgeben würde und den Namen Nutzspannung führt. Bezeichnen O die Dampfkolbenfläche, c die mittlere Kolbengeschwindigkeit, so ist, da der Druck einer Atmosphäre 10334 Kil. pr. Quadratmeter beträgt,

$$N = \frac{10334\, O p_n c}{75},$$

und hieraus folgt

$$(4) \quad \ldots\ldots\ldots \quad O = 0{\cdot}007265 \frac{N}{p_n c}.$$

Die Nutzspannung p_n ist nach Hrábak

$$(5) \quad \ldots\ldots\ldots \quad p_n = (fp - \alpha) \frac{N + 20}{N + 32{\cdot}5},$$

wenn die Anzahl N Pferdekräfte kleiner als 80 ist; für $N > 80$ hat man

$$(6) \quad \ldots\ldots\ldots \quad \frac{N + 200}{N + 235} \text{ statt } \frac{N + 20}{N + 32{\cdot}5}$$

zu setzen. Im Werthe von p_n bedeuten p die Spannung im Dampfcylinder während der Einströmung oder die sogenannte Volldruckspannung; fp die mittlere, d. h. diejenige Dampfspannung, welche während des ganzen Hubes constant wirken müsste, um an den Kolben die gleiche Arbeit zu übertragen, wie die wirkliche, der Expansion wegen veränderliche Spannung; f den sogenannten Expansionscoëfficienten, welcher eine Funktion der die mittlere Cylinderspannung bestimmenden Grössen ist, namentlich des Füllungs-

*) Theorie der Dampfmaschinen von Gustav Schmidt, Freiberg 1861.

**) Die Dampfmaschinen-Berechnung von Josef Hrábak, 2. Auflage, Prag 1869.

grades, d. h. des Verhältnisses zwischen dem Kolbenweg bis zur Absperrung und dem ganzen Kolbenlauf; α der Hauptsache nach den vom abströmenden Dampf, der Luft- und Kaltwasserpumpe herrührenden Widerstand pr. Einheit der Kolbenfläche in Atmosphären. Der Bruch, welcher N im Zähler und Nenner enthält und kleiner als 1 ist, berücksichtigt die Nebenhindernisse der Maschine; derselbe wächst mit N, da bei grossen Maschinen diese Hindernisse verhältnissmässig kleiner werden. Hienach ist die Form des Ausdruckes für p_n verständlich.

Der Werth (4) von O muss etwas vergrössert werden, weil die Dampfspannung auf den Querschnitt der Kolbenstange nicht einwirkt; ist letztere, wie gewöhnlich, beiderseits vom Kolben fortgesetzt, so kann man den Werth von O mit 1·03 multipliziren und erhält dadurch aus (4), wenn man noch den Werth (5) einführt,

$$(7) \quad \ldots \quad O = \frac{0{\cdot}00748}{(fp-\alpha)c} \, \frac{(N+32{\cdot}5)N}{N+20},$$

worin für $N > 80$ die durch (6) angegebene Aenderung vorzunehmen ist.

Zur annähernden Berechnung kann man, wenn N zwischen den gewöhnlichen Grenzen von 8 und 160 Pferdekräften liegt, den Bruch in (7), welcher N enthält, durch 1·1 $(3+N)$ ersetzen; der dabei begangene grösste Fehler beträgt nur ungefähr $^1/_{25}$ der Kolbenfläche oder $^1/_{50}$ des Durchmessers. Hiemit erhält man aus (7)

$$(8) \quad \ldots \quad O = \frac{0{\cdot}00823\,(N+3)}{(fp-\alpha)c}.$$

Bei Volldruckmaschinen erfolgt die Absperrung stets nahe vor Ende des Hubes, und die Werthe von f sind dabei so wenig von 1 verschieden, dass man allgemein

$$(9) \quad \ldots \quad f = 0{\cdot}975$$

setzen kann, welche Grösse dem Füllungsgrad 0·912 entspricht. Somit wird

$$(10) \quad \ldots \quad O = \frac{0{\cdot}00823\,(N+3)}{(0{\cdot}975\,p-\alpha)c}.$$

Für Maschinen ohne Condensation ist

$$(11) \quad \ldots \quad \alpha = 1{\cdot}15,$$

bei Condensationsmaschinen

$$(12) \quad \ldots \quad \alpha = 0{\cdot}334 + 0{\cdot}002\,h$$

zu setzen, wobei h die Höhe in Metern bedeutet, über welche die Kaltwasserpumpe das Wasser hebt.

Ist s die Länge des Kolbenlaufes, n die Zahl Doppelhube, so hat man

(13) $n = 30\frac{c}{s}$;

bezeichnen ferner R den Halbmesser und n_1 die Umgangszahl der Treibkörbe, so wird

$$2 R\pi n_1 = 60 v$$

(14) $n_1 = \frac{30}{\pi}\frac{v}{R}$;

das Verhältniss von n zu n_1 ergibt die nothwendige Umsetzung von der Kurbel- zur Treibkorbwelle.

Die Fördergeschwindigkeit v ist nach den S. 139 gegebenen Andeutungen zu wählen. Die Kolbengeschwindigkeit c wird für Maschinen von 8 bis 160 Pferdekräften gleich 0·8 bis 1·8 m genommen; ein grosser Werth derselben vermindert, wie die Formeln für O zeigen, die Kolbenfläche und die davon abhängigen Dimensionen, sowie den Dampfverlust durch die Kolbenliederung, steigert aber auch die Gefahr von Brüchen. Mit c wächst nach (13) auch die Umgangszahl n, wobei sich ein kleineres Schwungrad, jedoch eine stärkere Umsetzung ergibt und die den Hubwechsel begleitenden Nachtheile um so öfter wiederkehren. Ein kleiner Kolbenlauf s vermehrt ebenfalls n, führt auf geringere Länge der Maschine und vermindert bei liegenden Cylindern die Einbiegung der Kolbenstange. Gewöhnlich ist s gleich dem 2 bis 3fachen Cylinderdurchmesser. Die absolute Volldruckspannung p im Cylinder wird meist zwischen 3 und 4½ Atmosphären genommen und geht bei Mitteldruckmaschinen mit Condensation bis auf 2 Atm. herab; die absolute Kesselspannung ist gleich $\frac{4}{3}p$, besser $\frac{3}{2}p$ zu setzen, wobei eine etwaige Abnahme derselben wenig von Einfluss ist, und der Kessel nicht erheblich theurer wird.*)

Die Werthe des Expansionscoëfficienten f sind bei der unten folgenden Zusammenstellung der Formeln angegeben.

Maschinen für geringe Fördertiefen. Der zu Anfang des Aufzuges vorhandene Widerstand ist durch (2) gegeben. Zu Ende wird derselbe um $2G$ kleiner, da das Seilgewicht G förderlich wirkt; die Nebenhindernisse bleiben ungeändert, weil die Summe der Seilspannungen constant gleich $q + G + 2F$ ist. Bezeichnet also W_1 den Widerstand zu Ende des Aufzuges, so hat man wegen (2)

$$W_1 = W - 2G$$

(15) $W_1 = 1{\cdot}04\,(q - 0{\cdot}92\,G + 0{\cdot}077\,F)$.

*) Bei der Prokopschachter Fördermaschine in Pribram ist eine Kesselspannung von 7½ Atm. Ueberdruck angenommen.

Das abwärts bewegte Fördergefäss gelangt früher auf seine Unterlage, als das aufsteigende oben ankommt, da stets ein Ueberschuss von Seillänge vorhanden sein muss. Nach dem Aufsetzen des niedergehenden Gefässes ist der Widerstand am Umfang des Treibkorbes $q + F - G$, die Nebenhindernisse können wieder gleich 4% der Summe der Seilspannungen gesetzt werden, es ergibt sich mithin der Gesammtwiderstand

$$W_2 = q - G + F + 0{\cdot}04\,(q + G + F)$$

(16) $$W_2 = 1{\cdot}04\,(q - 0{\cdot}92\,G + F).$$

Bei geringer Schachttiefe ist nun G klein, und der Widerstand W_2 in der letzten Periode des Aufzuges grösser als der anfängliche W, wie der Vergleich von (2) und (16) zeigt. Die im Vorigen berechnete Maschine ist dann zu schwach, um den Aufzug zu beenden. Allerdings wirkt auch die lebendige Kraft des Schwungringes mit auf Bewegung; soll sie indessen ausreichen, so muss entweder vor Ende des Aufzuges schneller getrieben werden, wobei die niedergehende Schale sich mit einem nachtheiligen Stoss aufsetzt, oder man ist genöthigt, ein schweres Schwungrad zu verwenden, welches die Beweglichkeit der Maschine beeinträchtigt. Die zweicylindrigen Maschinen namentlich verlieren dann einen ihrer Hauptvortheile. Es ist daher empfehlenswerth, das Schwungrad wie gewöhnlich zu berechnen, die Maschine hingegen so stark zu construiren, dass sie den letzten Theil des Aufzuges mit geringer Geschwindigkeit ausführt. Man hat dabei zu berücksichtigen, dass die Kesselspannung gegen Ende des Aufzuges abnimmt, die Cylinderspannung jedoch wegen der geringen Kolbengeschwindigkeit derselben näher kommt.

Die Kolbenfläche O einer Förderungsdampfmaschine ergibt sich nach (4), wenn man darin den Werth (3) einsetzt,

(17) $$O = \frac{0{\cdot}00726}{75}\,\frac{Wv}{p_n c},$$

worin c die Kolbengeschwindigkeit und p_n die Nutzspannung bedeuten. Zu Ende des Aufzuges geht letztere in p'_n, W in W_2 über, das Verhältniss von v zu c bleibt ungeändert; soll also die Kolbenfläche O genügen, so muss

(18) $$O = \frac{0{\cdot}00726}{75}\,\frac{W_2 v}{p'_n c}$$

sein. Aus (17) und (18) folgt

$$\frac{p_n}{p'_n} = \frac{W}{W_2}.$$

Man darf ferner annehmen, dass der N enthaltende, die Widerstände berücksichtigende Coëfficient in (5) ungeändert bleibe, dass also

$$(19) \quad \ldots \ldots \quad \frac{p_n}{p'_n} = \frac{W}{W_2} = \frac{fp - \alpha}{f_2 p_2 - \alpha}$$

sei, unter f_2 den Expansionscoëfficienten und unter p_2 die Cylinderspannung zu Ende des Aufzuges verstanden.

Die Kesselspannung ist nach dem Vorigen gleich $^3/_2$ der anfänglichen Cylinderspannung p zu setzen; sie nimmt durch den Dampfverbrauch während des Aufzuges ab, doch kann p_2 wegen der kleinen Kolbengeschwindigkeit noch immer gleich 0·8 der anfänglichen Kesselspannung, also

$$p_2 = 0{\cdot}8 \cdot \frac{3}{2} p = 1{\cdot}2\, p$$

gesetzt werden, daher nach (19)

$$\frac{W}{W_2} = \frac{fp - \alpha}{1{\cdot}2 f_2 p - \alpha}$$

$$(20) \quad \ldots \quad (fp - \alpha)\, W_2 = (1{\cdot}2 f_2 p - \alpha)\, W$$

wird. Hieraus ergibt sich der Werth f, den der Expansionscoëfficient zu Anfang des Aufzuges besitzen muss,

$$(21) \quad \ldots \quad f = \frac{\alpha}{p} + \left(1{\cdot}2 f_2 - \frac{\alpha}{p}\right) \frac{W}{W_2}.$$

Für Maschinen, die bei der grössten, nun zu Ende des Aufzuges eintretenden Leistung mit Volldruck arbeiten sollen, ist $f_2 = 0{\cdot}975$ zu setzen und wird daher

$$(22) \quad \ldots \quad f = \frac{\alpha}{p} + \left(1{\cdot}17 - \frac{\alpha}{p}\right) \frac{W}{W_2}.$$

Dieser Werth, welcher bei geringer Schachttiefe kleiner als 0·975 wird, ist nun bei Berechnung der Kolbenfläche nach (8) einzusetzen. Ergibt sich f aus (22) grösser als der dem Volldruck entsprechende Werth 0·975, so hätte dies nur zu bedeuten, dass für das Ende des Aufzuges eine kleinere Kolbenfläche genügen würde als für den Beginn, es ist also die Berechnung wie gewöhnlich durchzuführen, $f = 0{\cdot}975$ zu setzen, und die Maschine arbeitet zu Anfang mit Volldruck.

Die in obiger Art ermittelte Kolbenfläche genügt auch, um die Schale mit einzulassenden Gegenständen anzuheben.

Maschinen, welche bei der grössten Leistung mit Expansion arbeiten. Diese werden so zu berechnen sein, dass der mittlere beim Betrieb vorkommende Expansionsgrad denjenigen nicht überschreitet, welchen man sonst für Maschinen mit constanter Expansion als vortheilhaft betrachtet.

Sind p_1 die Admissionsspannung und f_1 der Expansionscoëfficient vor Ende des Aufzuges, so ergibt sich analog zu (19)

$$\frac{W}{W_1} = \frac{fp - \alpha}{f_1 p_1 - \alpha}.$$

Angenommen, dass die Kesselspannung während des Aufzuges ungeändert bleibt, ist $p_1 = p$, daher wird

(23) $f = \frac{\alpha}{p} + \left(f_1 - \frac{\alpha}{p}\right)\frac{W}{W_1}$.

Um auch den Fall zu berücksichtigen, dass die stärkste Füllung nach dem Aufsetzen des niedergehenden Fördergefässes nothwendig wird, erhält man analog zu (20)

$$(f_1 p - \alpha)\, W_2 = (1{\cdot}2 f_2 p - \alpha)\, W_1,$$

(24) $f_2 = 0{\cdot}833\left[\frac{\alpha}{p} + \left(f_1 - \frac{\alpha}{p}\right)\frac{W_2}{W_1}\right]$.

Der kleinste Füllungsgrad, den man gestatten will, muss gewählt und der zugehörige Werth f_1 des Expansionscoëfficienten in die obigen Ausdrücke eingesetzt werden. Ergibt sich nun f oder f_2 grösser als 0·975, so ist Expansion bei der stärksten Leistung nicht anwendbar und die Rechnung in der früheren Art durchzuführen; werden dagegen beide Werthe kleiner als 0·975, so ist der aus (23) für f erhaltene bei Berechnung der Kolbenfläche nach (8) einzusetzen. Wenn $f > f_2$ ist, wird die grösste Füllung, daher die schwächste Expansion zu Anfang, im umgekehrten Fall zu Ende des Aufzuges nothwendig.

Das Mittel der Expansionsgrade, welche den beibehaltenen Werthen von f und f_1 entsprechen, sollte aus den obigen Gründen nicht grösser als 2 bis 2·5 werden.

Maschinen ohne Transmission, Zwillingsmaschinen. Soll die Transmission wegfallen, so müssen die Umgangszahlen n und n_1 der Schwungrad- und der Treibkorbwelle gleich, also wegen (13) und (14)

$$\frac{c}{s} = \frac{v}{\pi R},$$

(25) $s = \pi R \frac{c}{v}$

sein. Aus (25) lässt sich der Kolbenlauf s berechnen. Bei den gewöhnlichen Werthen der Fördergeschwindigkeit v und des Treibkorbhalbmessers R ist man genöthigt, die Kolbengeschwindigkeit c kleiner als sonst zu nehmen, um s nicht übermässig gross zu erhalten; doch wird in dieser Hinsicht jetzt viel weiter gegangen als früher, und s bis auf das $4^1/_2$fache des Durchmessers gesteigert.

Bei zweicylindrigen (Zwillings-) Maschinen ist die Kolbenfläche gleich der Hälfte des berechneten Werthes O zu setzen.

Die leichte Ingangsetzung dieser Maschinen, bei welchen die zwei Kurbeln um 90° verstellt sind, bildet einen besonderen Vorzug derselben; man verlangt, dass auch bei Stellung der einen Kurbel im todten Punkte der Anhub der Förderlast möglich sei. Da stets Hängseil vorhanden ist, tritt die Nothwendigkeit dazu allerdings nur ein, wenn bei sehr langsamem Anheben die eine Kurbel sich in dem Momente, wo das Förderseil angespannt wird, im todten Punkte befindet. Doch genügen die oben berechneten Dimensionen der Maschine auch dieser Forderung. Man darf nämlich annehmen, dass die Reibungswiderstände stets den gleichen Theil der Leistung absorbiren, dass also die für das Anlassen und für die folgende Bewegung nothwendigen Kolbenflächen O_1 und O dem Hauptwiderstand direkt und dem Dampfüberdruck verkehrt proportional sind. Sei w der tangentiale Widerstand im Kurbelkreis, so entfällt davon auf jeden Kolben $\frac{w}{2}$ und der mittlere Widerstand am Kolben ist während der Bewegung bekanntlich

$$\frac{\pi}{2}\,\frac{w}{2} = 0{\cdot}785\,w.$$

Steht beim Anlassen die eine Kurbel im halben Hub, so ist der Widerstand am zugehörigen Dampfkolben gleich w. Bei der Bewegung ist der Dampfüberdruck $fp - \alpha$, beim Anlassen wird $f = 1$, da die volle Admissionsspannung auf den Kolben wirkt, und diese darf gleich 0·9 der Kesselspannung, also gleich

$$0{\cdot}9\,.\,{}^3/_2 p = 1{\cdot}35\,p$$

gesetzt werden. Man hat daher

$$\frac{O_1}{O} = \frac{w}{0{\cdot}785\,w}\;\frac{fp - \alpha}{1{\cdot}35\,p - \alpha} = \frac{1{\cdot}273 fp - 1{\cdot}273\,\alpha}{1{\cdot}35\,p - \alpha}.$$

Da $f < 1$, wird der Zähler dieses Bruches stets kleiner als der Nenner, folglich auch O_1 kleiner als O und der letztere Werth ist ausreichend.

Zusammenstellung der Formeln zur Berechnung. Die vorkommenden Bezeichnungen sind:

q Gewicht der Förderlast in Kil.
G „ des Seiles „
F „ des Fördergefässes „
v Fördergeschwindigkeit in Metern,
p absolute Volldruckspannung im Cylinder in Atmosphären, gleich $^2/_3$ der Kesselspannung anzunehmen,
$f\,f_1 f_2$ die Expansionscoëfficienten und
$W\,W_1\,W_2$ die Widerstände in Kil. zu Anfang, zu Ende des Aufzuges und nach Aufsetzen des abwärts bewegten Fördergefässes; die

Werthe der Expansionscoëfficienten, welche gegebenen Füllungs- und Expansionsgraden entsprechen, sind unten angegeben;

N Leistung der Maschine bei Beginn des Aufzuges in Pferdekräften;
h Satzhöhe der Kaltwasserpumpe in Metern;
c Kolbengeschwindigkeit in Metern;
s Kolbenlauf in Metern;
R Treibkorbhalbmesser in Metern;
n Umgangszahl der Schwungradwelle;
n_1 „ „ Treibkorbwelle.

Formeln zur Berechnung:

(2) $W = 1·04\ (q + G + 0·077\, F)$

(15) $W_1 = 1·04\ (q + 0·92\, G + 0·077\, F)$

(16) $W_2 = 1·04\ (q - 0·92\, G + F)$

(3) $N = \frac{Wv}{75}$

(11) $\alpha = 1·15$ für Maschinen ohne und

(12) $\alpha = 0·334 + 0·002\, h$ für solche mit Cond.

(22) $f = \frac{\alpha}{p} + \left(1·17 - \frac{\alpha}{p}\right)\frac{W}{W_2}$

(8) $O = \frac{0·00823\,(N + 3)}{(fp - \alpha)\, c}$

(13) $n = 30\,\frac{c}{s}$

(14) $n_1 = \frac{30}{\pi}\,\frac{v}{R}.$

Werthe des Expansionscoëfficienten:

Füllungs-grad	Expansions-grad	Expansions-Coëfficient	Füllungs-grad	Expansions-grad	Expan sions-Coëfficient
0·912	Volldruck	0·975	0·4	$^5/_2$	0·741
0·8	$^5/_4$	0·954	0·33	3	0·679
0·7	$^{10}/_7$	0·923	0·3	$^{10}/_3$	0·645
0·6	$^5/_3$	0·879	0·25	4	0·587
0·5	2	0·818	0·2	5	0·523

Für Maschinen, die bei der grössten Leistung ohne Expansion arbeiten sollen, berechnet man W und W_2 aus (2) und (16), N aus (3), dann f aus (22); ergibt sich der letztere Werth grösser als 0·975, so setzt man $f = 0·975$; ergibt sich dagegen f aus (22) kleiner als 0·975, so behält man den berechneten Werth von f bei. Für $W > W_2$ wird jedenfalls $f > 0·975$. Hierauf ermittelt man O aus

(8), dann n und n_1 aus (13) und (14), wobei p, c und s nach S. 144 anzunehmen sind.

Für Maschinen, die schon bei der grössten Leistung mit Expansion arbeiten sollen, bestimmt man W, W_1 und W_2 aus (2), (15) und (16), ferner N aus (3); dann wählt man den grössten zulässigen Expansionsgrad mit Rücksicht auf die S. 146 gemachte Bemerkung, sucht in der umstehenden Tabelle[1] den Werth des entsprechenden Expansionscoëfficienten, welcher für f_1 zu setzen ist, und berechnet nach (23) und (24)

$$f = \frac{\alpha}{p} + \left(f_1 - \frac{\alpha}{p}\right)\frac{W}{W_1}$$

$$f_2 = 0{\cdot}833 \left[\frac{\alpha}{p} + \left(f_1 - \frac{\alpha}{p}\right)\frac{W_2}{W_1}\right].$$

Ergibt sich einer von beiden Werthen grösser als 0·975, so kann die Maschine bei der grössten Leistung nur mit Volldruck arbeiten, und die Berechnung erfolgt in der früheren Art; haben sich dagegen f und f_2 kleiner als 0·975 ergeben, so setzt man den erhaltenen Werth von f in (8) und ermittelt daraus O, dann n und n_1 aus (13) und (14).

Für Maschinen mit zwei Cylindern ist die Kolbenfläche gleich $^1/_2 O$.

Für Maschinen ohne Transmission ist nach (25)

$$s = \pi R \frac{c}{v},$$

die Werthe n und n_1 sind gleich.

Beispiele. 1) Es sei die Förderlast q = 900 Kil., das Seilgewicht G = 600 Kil., das Gewicht des Fördergefässes F = 800 Kil.; die Fördergeschwindigkeit soll $v = 3^m$ und der Halbmesser des Treibkorbes $R = 1{\cdot}5^m$ sein. Die Kesselspannung betrage $4^1/_2$ Atmosphären, so ist die Admissionsspannung im Cylinder p = 3 Atm. zu setzen.

a) Die Maschine soll ohne Condensation und bei der grössten Leistung mit Volldruck arbeiten, so wird $\alpha = 1{\cdot}15$, und man erhält

$$W = 1624, \quad W_2 = 1194;$$

aus (22) folgt

$$f = 1{\cdot}453.$$

Da dieser Werth grösser als 0·975 ist, hat man $f = 0{\cdot}975$ zu setzen, die Maschine arbeitet also nur zu Anfang des Aufzuges mit Volldruck. Man erhält ferner aus (3)

$$N = 65{\cdot}1 \text{ Pferdekräfte},$$

und wählt man die Kolbengeschwindigkeit $c = 1{\cdot}3^m$, so ergibt sich aus (8) die Kolbenfläche

$$O = 0{\cdot}243 \text{ Quadratmeter},$$

daher der Kolbendurchmesser

$$D = 0{\cdot}556 \text{ Meter}.$$

Nimmt man den Kolbenlauf $s = 1{\cdot}2^m$, so wird $n = 32{\cdot}5$ und $n_1 = 19{\cdot}1$.

Soll die Transmission wegbleiben, und die Maschine zwei Cylinder erhalten, und nimmt man aus ersterem Grunde die Kolbengeschwindigkeit statt $1{\cdot}3^m$ kleiner, etwa $c = 1^m$ an, so ergibt sich die Gesammtfläche beider Kolben im Verhältnisse von 1·3 zu 1 grösser, daher gleich $1{\cdot}3 . 0{\cdot}243 = 0{\cdot}316$, die Fläche eines Kolbens gleich 0·158 und dessen Durchmesser

$$D = 0{\cdot}45^m.$$

Der Kolbenlauf s wird nach (25)

$$s = 1{\cdot}57^m$$

und die Zahl Umgänge bleibt nach (14) wie früher die der Treibkorbwelle $n_1 = 19{\cdot}1$.

Um zu untersuchen, ob die Maschine schon für die grösste Leistung auf Expansion berechnet werden könne, nehme man den grössten Expansionsgrad etwa gleich $^{10}/_3$ an, wofür nach der Tabelle der Expansionscoëfficient $f_1 = 0{\cdot}645$ wird. Hiermit ergibt sich, da W_1 nach (15) gleich 426 wird, aus (23)

$$f = 1{\cdot}38$$

grösser als 0·975; die Maschine kann daher bei der stärksten Leistung noch nicht mit Expansion arbeiten.

b) Die Maschine ist als Condensationsmaschine und für die grösste Leistung auf Volldruck zu berechnen. Sei die Satzhöhe der Kaltwasserpumpe $h = 5^m$, so wird

$$\alpha = 0{\cdot}344.$$

Die Werthe von N, W, W_1 und W_2 bleiben ungeändert; aus (22) ergibt sich

$$f = 1{\cdot}435,$$

grösser als 0·975, daher $f = 0{\cdot}975$ zu setzen ist, und für $c = 1{\cdot}3^m$ folgt aus (8)

$$O = 0{\cdot}167, \quad D = 0{\cdot}46^m;$$

nimmt man $s = 1^m$, so wird

$$n = 39$$

und wegen $v = 3^m$ und $R = 1{\cdot}5^m$

$$n_1 = 19{\cdot}1.$$

2) Es sei $q = 2000$, $G = 500$ und $F = 1900$ Kil.; $v = 3^m$, $R = 1{\cdot}5^m$, die Cylinderspannung wie früher $p = 3$; die Maschine soll ohne Condensation und bei der grössten Leistung mit Volldruck arbeiten, daher $\alpha = 1{\cdot}15$ ist. Man erhält

$$W = 2752, \quad W_2 = 3578, \quad N = 110 \text{ Pferdekr.}$$

Nach (22) ergibt sich

$$f = 0{\cdot}988,$$

daher $f = 0{\cdot}975$ zu nehmen ist, und wählt man $c = 1{\cdot}5^m$, so wird

$$O = 0{\cdot}349, \quad D = 0{\cdot}67^m;$$

sei ferner $s = 1{\cdot}5^m$, so ergibt sich

$$n = 30, \quad n_1 = 19{\cdot}1.$$

Soll die Maschine mit 2 Cylindern und ohne Transmission construirt werden, und wählt man $c = 1{\cdot}2^m$, so wird die Kolbenfläche gleich

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{1{\cdot}5}{1{\cdot}2} \cdot 0{\cdot}349 = 0{\cdot}218, \quad D = 0{\cdot}53^m;$$

ferner nach (25)

$$s = 1{\cdot}88^m,$$

und n_1 wie früher gleich 19·1.

Soll die Berechnung für die grösste Leistung auf Expansion erfolgen, so nehme man, unter Voraussetzung einer guten Expansionsvorrichtung, den

grössten Expansionsgrad etwa gleich 3, daher nach der Tabelle $f_1 = 0{\cdot}679$; da nach (15) $W_1 = 1753$ wird, folgt aus (23) und (24)

$$f = 0{\cdot}847,\ f_2 = 0{\cdot}823.$$

Da beide Werthe kleiner als 0·975 sind, so ist Expansion für die grösste Leistung zulässig, und $f = 0{\cdot}847$ zu setzen. Den Werthen f und f_2 entsprechen laut Tabelle ungefähr die Expansionsgrade 1·8 und 2; der Expansionsgrad kann also während des Aufzuges von 1·8 bis 3 gesteigert werden und sein Mittelwerth ist 2·4.

Wird für f der dem Expansionsgrad $^5/_3$ oder dem Füllungsgrad 0·6 entsprechende genaue Werth 0·879 beibehalten und $c = 1{\cdot}5$ gesetzt, so ergibt sich

$$O = 0{\cdot}417,\ D = 0{\cdot}73^{\mathrm{m}};$$

nimmt man $s = 1{\cdot}6^{\mathrm{m}}$, so wird

$$n = 28{\cdot}1,\ n_1 = 19{\cdot}1,$$

die Maschine arbeitet nun gegen Ende des Aufzuges mit etwas schwächerer als 3facher Expansion.

Für eine zweicylindrige Maschine ohne Transmission ergibt sich bei $c = 1{\cdot}2^{\mathrm{m}}$

$$O = \frac{1}{2} \cdot \frac{1{\cdot}5}{1{\cdot}2} \cdot 0{\cdot}417 = 0{\cdot}260,\ D = 0{\cdot}58^{\mathrm{m}},$$

s wie früher gleich 1·88, und auch $n\,n_1$ bleiben ungeändert.

W a s s e r v e r b r a u c h. Nach H r á b a k's Dampfmaschinen-Berechnung ist der Dampfverbrauch pr. Sek. in Kil.

$$(26) \quad \ldots\ldots\ S = S_1 + S_2, \text{ worin}$$

$$S_1 = 0{\cdot}96\ O c \sigma \left(\varphi + m - \frac{1}{8}\frac{p'}{p}\right)$$

$$S_2 = 0{\cdot}131\ D \sqrt{fp} - p'.$$

Darin sind S_1 das durchschnittlich pr. Sekunde zur Wirksamkeit gelangende Gewicht Dampf, S_2 der Verlust; O die Fläche, D der Durchmesser und c die Geschwindigkeit des Kolbens, p die absolute Admissionsspannung, σ das Gewicht von 1 Kub.-Meter Volldruckdampf, p' die Spannung des abströmenden Dampfes, φ der Füllungsgrad, f der Expansionscoëfficient und m das Verhältniss zwischen dem schädlichen Raum und dem Volum Os des Kolbenschubes. Es ist daher

$$(27) \quad S = 0{\cdot}96\ O c \frac{\sigma}{p}\left[(\varphi + m)p - \frac{p'}{8}\right] + 0{\cdot}131\ D \sqrt{fp} - p'.$$

Der Coëfficient m kann gleich 0·05 gesetzt werden; p' wird für Maschinen ohne Condensation gleich 1·1, für solche mit Cond. gleich 0·02, und das Verhältniss $\frac{\sigma}{p}$ ist nach Z e u n e r's Dampftabelle

für $p =$	2	3	4	5	Atm.
$\frac{\sigma}{p} =$	0·583	0·569	0·559	0·551	

Selbstverständlich ist S zugleich das Gewicht W a s s e r, welches der Kessel pr. Sekunde benöthigt.

Das Gewicht des pr. Sekunde erforderlichen Einspritzwassers für eine Condensationsmaschine ist

(28) $J = 24\,S - 0\text{·}01 . N$ Kil.

wobei N wie früher die Stärke der Maschine in Pferdekräften bedeutet.

Bei beschränktem Wasserzufluss muss man sich überzeugen, ob derselbe für den Bedarf genüge. Setzt man in (27) die dem Beginn des Aufzuges entsprechenden Werthe von φ und f ein, so erhält man den Wasserverbrauch zu gross, da die Leistung und daher auch der Dampfverbrauch während des Aufzuges abnehmen. Anderseits geht in den Stillständen der Förderung Dampf verloren, daher man zur Sicherheit den Verbrauch pr. Sekunde Bewegungsdauer der Maschine nicht kleiner ansetzen wird als nach den obigen Formeln.

Kessel. Auch diese sind zur Sicherheit so gross zu construiren, dass sie die zu Anfang des Aufzuges benöthigte Dampfmenge S pr. Sekunde liefern können. Von den verschiedenen Kesselsystemen erweisen sich namentlich Doppelkessel als zweckmässig, welche aus zwei über einander liegenden Cylindern bestehen und bei den in Oesterreich bestehenden Förderungsanlagen stark im Gebrauche sind. Die Flamme bestreicht zuerst den oberen, hierauf den unteren Kessel, und zieht dann zur Esse, da eine zu grosse Ausdehnung der Züge, welche allerdings den Vortheil einer langdauernden Berührung der Flamme mit den Kesselwänden darbietet, wegen Verlegung der Züge mit Asche und Bildung von Dampfpelzen nicht gut entspricht. Das Speisewasser wird in das vordere Ende des unteren Kessels gepumpt, der Dampf von demselben Ende des oberen Kessels abgeleitet, und beide Kessel stehen hinten durch einen Stutzen in Verbindung, so dass das Gegenstromprinzip durchgeführt erscheint. Der untere, wegen des nöthigen Raumes für den Rost etwas kürzere Kessel heisst auch Vorwärmer. Nur wenn bei beschränkter Lokalität eine geringere Länge der Anlage wünschenswerth ist, verwendet man zwei statt eines Vorwärmer, wobei die Flamme die Kessellänge drei- statt zweimal passirt.

Für Kessel mit Vorwärmern ist die nothwendige Heizfläche

(29) $F = 150\,S$ Quadratmeter.

Sind $d\,l$ Durchmesser und Länge des Kessels, $d_1\ l_1$ des Vorwärmers, so kann man vom Kessel 0·57 des Umfanges*), vom Vor-

*) Auch diese und die folgenden Zahlenangaben sind grösstentheils aus Hrábak's Dampfmaschinen-Berechnung entnommen.

wärmer die ganze Fläche als durch die Flamme bestrichen ansehen, daher

(30) $0{\cdot}57\, d \pi l + d_1 \pi l_1 = F$

setzen. Hieraus lässt sich eine der Dimensionen, z. B. d berechnen. Je grösser man l und l_1 nimmt, desto kleiner werden Durchmesser und Wandstärke, mithin auch die Kosten des Kessels. Gewöhnlich findet man Durchmesser von 0·8 bis 1·3^m und beim oberen Kessel Längen bis 9^m.

Bei Anwendung zweier Vorwärmer ist in (30) $2\, d_1 \pi l_1$ statt $d_1 \pi l_1$ einzusetzen.

Bis zu einem Werthe von $F = 30$ bis 40 Quadratmeter genügt ein Doppelkessel; für grössere Heizflächen sind deren mehrere zweckmässig, damit nicht der Durchmesser und folglich die Wandstärke zu gross ausfallen.

Wenn die Förderung ohne längere Störung von Statten gehen soll, so sind Reservekessel erforderlich, welche bei Reparatur der im Betrieb befindlichen oder mit diesen abwechselnd geheizt werden. Für einen einzigen Kessel ist einer von gleicher Grösse zur Reserve nothwendig; bei mehreren rechnet man für je 2 bis 4 derselben einen Reservekessel, jenachdem der ungestörte Betrieb mehr oder weniger gesichert sein soll. Aus diesem Grunde kann es vortheilhaft werden, statt eines grossen zwei kleine Kessel anzuordnen, für welche ein einziger kleinerer Reservekessel genügt; im ersten Falle hat man nämlich im Ganzen eine Heizfläche $2\, F$, im letzteren nur $3 \,.\, \frac{F}{2}$ und nebstdem wegen des kleineren Durchmessers eine geringere Wandstärke.

Der Aufwand an Steinkohlen zur Heizung der Kessel ist nach der Qualität der Kohlen sehr verschieden; desgleichen ändert sich derselbe, jenachdem die Förderung ununterbrochen oder periodisch im Betriebe steht, und ist im letzteren Falle verhältnissmässig grösser. Bei guter Beschaffenheit beträgt der Kohlenverbrauch ungefähr $^1/_7$ vom Gewichte des verdampften Wassers; der Holzverbrauch dagegen ist nahe doppelt so gross. Die Rostfläche R kann für Steinkohlenfeuerung

(31) $R = 10\, S$

und für Holzfeuerung

(32) $R = 9{\cdot}1\, S$

gesetzt werden. Bei Treppen- und Etagenrosten ist eine Neigung von 35 bis 40^0 anzuwenden und bedeutet der aus (31) erhaltene Werth von R die horizontale Projektion der Rostfläche.

Der Querschnitt q der Essenmündung kann

(33) $q = 1{\cdot}24\,S + 0{\cdot}1$ Quadratmeter

genommen werden, wenn die Zahl N Pferdekräfte der Maschine grösser als 20 ist; für $N < 20$ ist

(34) $q = 1{\cdot}73\,S + 0{\cdot}13$ Quadratmeter

zu setzen. Die Höhe h der Esse ergibt sich für $N > 20$

(35) $h = \left(\frac{7\,S}{S + 0{\cdot}077}\right)^2$ Meter,

und für $N < 20$

(36) $h = \left(\frac{7\,S}{S + 0{\cdot}058}\right)^2$ Meter.

Der Essenquerschnitt soll nach Redtenbacher von der Mündung bis zum unteren Ende um $0{\cdot}013\,h$ zunehmen.

Details der Dampfmaschine, Transmission. Von den Dimensionen der Dampfmaschinentheile sollen hier nur die wichtigsten zum Entwurf einer Skizze nothwendigen angegeben werden.

Die Länge der Schubstange ist gleich dem $2^1/_2$fachen Kolbenhub s zu setzen; bei beschränktem Raum kann damit auf $2\,s$ herabgegangen werden. Die Kurbellänge ist gleich $0{\cdot}5\,s$.

Zur Berechnung des Schwungrades hat man, wenn dessen Halbmesser mit $\mathfrak{R}$ und die Umfangsgeschwindigkeit mit V, die Umgangszahl wie früher mit n bezeichnet werden,

(37) $V = \frac{2\,\mathfrak{R}\,\pi\,n}{60} = 0{\cdot}105\,\mathfrak{R}\,n$,

worin $\mathfrak{R}$ entsprechend und jedenfalls so zu wählen ist, dass V nicht grösser als 20^m wird. Sind ferner i der Gleichförmigkeitsgrad, N die Stärke der Maschine in Pferdekräften, φ der grösste vorkommende Füllungsgrad und μ das Verhältniss der Kurbel- zur Schubstangenlänge, so ist nach Redtenbacher das Gewicht P des Schwungringes

(38) . $P = 4645\,(1 + \mu)\left(0{\cdot}77 + \frac{0{\cdot}23}{\varphi} - \frac{0{\cdot}017}{\varphi^2}\right)\frac{i\,N}{V^2\,n}$

zu setzen. Für Fördermaschinen kann man $i = 30$ annehmen; führt man diesen und den Werth von V aus (37) in (38) ein, so ergibt sich

(39) $P = \frac{10000\,C\,N}{\mathfrak{R}^2\,n^3}$, worin

$$C = 0{\cdot}4645\,(1 + \mu)\left(0{\cdot}77 + \frac{0{\cdot}23}{\varphi} - \frac{0{\cdot}017}{\varphi^2}\right)30\left(\frac{60}{2\,\pi}\right)^2$$

ist. Folgende Tabelle gibt die Werthe von C für verschiedene Werthe von μ und φ:

$\varphi =$	0·912	0·8	0·6	0·4	0·2
$\mu = {}^1/_6$	1482	1527	1640	1835	2722
${}^1/_5$	1524	1571	1685	1888	2800
${}^1/_4$	1588	1636	1755	1966	2916

Bezeichnen a und b die Dimensionen des rechteckigen Schwungring-Querschnittes, so erhält man, wenn die radiale Dimension $a = 2b$ und das Gewicht eines Kubikmeters Gusseisen gleich 7400 Kil. gesetzt wird,

$$(40) \quad . \; . \; . \; . \; . \quad a = 0{\cdot}00655 \sqrt{\frac{P}{\mathfrak{R}}}, \quad b = \frac{a}{2}.$$

Für Zwillingsmaschinen ist in (39) 1000 statt 10000 zu setzen; das Schwungrad kann bei genügend schweren Treibkorbkränzen auch wegbleiben. Man bestimme daher zuerst P und setze dabei für $\mathfrak{R}$ den Treibkorbhalbmesser, ermittle sodann das Gewicht der Treibkorbkränze nebst Verschallung und rechne dazu auch das Gewicht des aufgewickelten Theiles der Seile, welches stets nahe gleich G ist; wird diese Summe kleiner als P, so wird auch i im gleichen Verhältniss kleiner als 30. Man kann sich in der That mit $i = 15$ bis 20 begnügen, bei zu grosser Abweichung aber die Treibkorbkränze entsprechend verstärken.

Das berechnete Schwungrad entspricht für den Anfang des Aufzuges; bei dessen weiterer Fortsetzung nimmt φ ab, daher nach der obigen Tabelle C wächst, gleichzeitig nimmt aber N in stärkerem Verhältnisse ab, daher der Werth von P nach (39) um so mehr genügt.

Beispiel. Für die S. 150 berechnete Maschine war $N = 65{\cdot}1$ Pferdekr., $n = 32{\cdot}5$, $\varphi = 0{\cdot}912$; für $\mu = {}^1/_5$ ergibt die obige Tabelle $C = 1524$, und für $\mathfrak{R} = 3^m$ erhält man aus (37), (39) und (40) $V = 10{\cdot}3^m$, $P = 3210$ Kil., $a = 0{\cdot}214^m$, $b = 0{\cdot}107^m$.

Wünscht man einen kleineren Halbmesser, z. B. $\mathfrak{R} = 2{\cdot}5^m$, so ergibt sich

$$P = 3210 \left(\frac{3}{2{\cdot}5}\right)^2 = 3852 \text{ Kil.},$$

$$a = 0{\cdot}265^m, \; b = 0{\cdot}132^m$$

$$V = 8{\cdot}6^m.$$

Für zwei Cylinder ohne Transmission war in demselben Beispiele $N = 65{\cdot}1$, $n = 19{\cdot}1$, und für $\mu = {}^1/_5$, $\varphi = 0{\cdot}912$ wird wieder $C = 1524$. Sei nun der Treibkorbhalbmesser gleich $1{\cdot}5^m$, so hat man in (39) $\mathfrak{R} = 1{\cdot}5$ zu setzen, und es ergibt sich

$$P = 6330 \text{ Kil.}$$

Beträgt das Gewicht der Treibkorb-Umfänge sammt Verschallung und Seil 3300 Kil., so wird der Gleichförmigkeitsgrad

$$\frac{3300}{6330} 30 = 15{\cdot}6$$

statt 30. Findet man diesen Werth zu klein, und soll derselbe auf 20 steigen so muss das obige Gewicht auf

$$\frac{20}{15{\cdot}6} 3300 = 4230 \text{ Kil.}$$

erhöht werden.

Das Umsetzungsverhältniss soll nicht grösser als 3 bis 4 sein, der Durchmesser des kleinen Zahnrades kann je nach der Stärke der Maschine gleich 0·5 bis $0{\cdot}7^m$ genommen werden.

Um die Gefahr der Brüche von Zähnen zu vermeiden, hat man die sogenannte Keilräder-Transmission*) in Vorschlag gebracht, bestehend aus zwei Trommeln *ab* Fig. 312 mit Furchen von dreieckigem Querschnitt; die Welle des Schwungrades *S* liegt oben auf und erhält nächst der Trommel *a* eine Vertikalführung *f*, drückt also die Keilräder in einander und ruft die erforderliche Reibung zwischen denselben hervor. Dabei wird jedoch die Maschinen-Anordnung complicirter, und da die Umfänge der Keilräder nur in gewissem Abstand von den Axen gleiche Geschwindigkeit besitzen können, muss die Reibung Effektsverlust und eine starke Abnützung hervorrufen.

Steuerung.

Die Fördermaschinen werden mit Schiebern oder Ventilen gesteuert und nach Bedarf entweder nur auf Volldruckwirkung, constante oder variable Expansion eingerichtet. Die Treibkörbe sollen eine wechselnde Drehungsrichtung erhalten können. Bei älteren Maschinen**) ist zu diesem Zwecke in der Transmission eine Vorrichtung zur Wechseldrehung eingeschaltet; solche Vorrichtungen sind aber für den Gebrauch unbequem und machen die Anordnung verwickelter, daher man bei allen neueren Maschinen diese selbst durch einen entsprechenden Bewegungsmechanismus der Steuerung, welche dann den Namen Umsteuerung führt, auf entgegengesetzten Gang einrichtet.

Die Muschelschieber der gewöhnlichen Dampfmaschinen-Steuerungen haben bekanntlich die in Fig. 299 skizzirte Grundform; der Kesseldampf tritt in einen den Schieber umgebenden Kasten, die Kanäle *ab* führen zu den Cylinderenden, *c* in das Abströmungsrohr;

*) Revue universelle 1860, 6. Bd. S. 359; Zeitschr. deutscher Ing. 1860, S. 243.

**) Z. B. am tonnlägigen Heringschacht bei Rossitz.

der Schieber hat bei seiner Mittelstellung eine äussere und eine (gewöhnlich kleine) innere Ueberdeckung *e* und *i*; seine Bewegung erfolgt nach Fig. 298 durch ein der Kurbel *k* um 90 + δ Grade voreilendes Exzenter *E*, δ ist der Voreilungswinkel, *e* die Exzenter- und *s* die Schieberstange, *S* der Schieber. Bei dieser Einrichtung erfolgt auf einer Seite des Kolbens während eines Hubes zuerst Einströmung, dann etwas Expansion und Ausströmung; auf der andern Seite Ausströmung, zuletzt Compression und Gegendampf. Die Expansion beginnt um so früher, je kleiner der Schieberweg oder die Entfernung zwischen den Mittelpunkten des Exzenters und der Kurbelwelle, je grösser die äussere Ueberdeckung *e* und der Voreilungswinkel δ sind; um so stärker ist aber auch die Compression, welche einen Arbeitsverlust herbeiführt, wenn sie nicht eben bis auf die Spannung des danach einströmenden Gegendampfes erfolgt.

Nach Fig. 298 bewegt sich der Schieber aus einer äussersten Stellung in die andere, während die Kurbel aus der Entfernung 90 + δ Grade vor dem todten Punkte bis 90 — δ über denselben hinaus gelangt; dasselbe muss bei Steuerungs-Anordnungen, die von Fig. 298 abweichen, eingehalten werden, wenn die Dampfvertheilung die gleiche sein soll. Ist z. B. ein gerader zweiarmiger Hebel zwischen Schieber- und Exzenterstange eingeschaltet, so muss das Exzenter der Kurbel um 90 — δ nach- statt um 90 + δ voreilen.

Umsteuerungen mit unveränderlicher Expansion. Bei Maschinen, deren Expansion nicht geändert werden soll, ist häufig die Umsteuerung mit losem Exzenter im Gebrauch. Es seien Fig. 308 *O* die Kurbelwelle, *OK* die Kurbel, *E* der Mittelpunkt des Exzenters, *KS* die Schubstange. Die Kurbel dreht sich in der Richtung des Pfeiles, das Exzenter eilt derselben um 90 + δ vor. Soll die Dampfvertheilung bei umgekehrter Drehungsrichtung die gleiche sein, so muss das Exzenter der Kurbel wieder um 90 + δ voreilen. Der Gang des Schiebers wird also der richtige, wenn man bei feststehender Kurbel *K* das Exzenter von *E* bis E_1 um den Winkel

$$EOE_1 = 360 - 2\,(90 + \delta) = 180 - 2\,\delta$$

dreht, oder umgekehrt bei ruhendem Exzenter *OE* die Kurbel von *K* nach K_1 ebenfalls um 180 — 2 δ dreht.

In dieser Art erfolgt die Umsteuerung mit losem Exzenter, welches Fig. 301 im Aufriss, Fig. 303 im Grundriss und Fig. 302 im Horizontalschnitt zeigen. *O* ist die durchschnittene Kurbelwelle, *a* das Exzenter, auf die Welle lose aufgeschoben, *c* ein an der Welle *O* festgeschraubter Mitnehmer, eine gekrümmte Eisenschiene; *d* der

Exzenterring, welcher mit der Exzenterstange *e* unveränderlich verbunden ist; *G* ein an *a* festgeschraubtes Gegengewicht, welches das Gewicht des Exzenters und der Stange *e* in Bezug auf die Drehungsaxe *O* ausgleicht. Das Exzenter ist gegen Verschiebung längs der Kurbelwelle durch den Mitnehmer *c* und den Stellring *f* Fig. 302 und 303 gesichert. Am Gegengewicht *G* befindet sich ein Ansatz *i*, der in eine Vertiefung der Nabe des Exzenters eingreift. Bei Drehung der Kurbel *OK* in der Richtung des Pfeiles drückt das Ende *g* des Mitnehmers *c* gegen den vorragenden Ansatz *i*, so dass Exzenter und Gegengewicht an der Drehung theilnehmen. Behufs der Umsteuerung wird die Verbindung zwischen Exzenter- und Schieberstange gelöst, und der Schieber von Hand so gestellt, dass die Kurbel sich in umgekehrter Richtung dreht, bis der Punkt *h* des Mitnehmers gegen *i* stösst und das inzwischen ruhend verbliebene Exzenter mitnimmt; schliesslich werden Exzenter- und Schieberstange wieder gekuppelt. Der Bogen von *h* bis *i* muss daher gleich $180 - 2\delta$ sein.

Um die Verbindung der Exzenter- und Schieberstange zu lösen, erhält erstere nach Fig. 315 bei *a* eine halbrunde Ausbiegung, in welche ein am Hebel *h* fester Zapfen greift, der nach der Rückseite fortgesetzt und mit der Exzenterstange *s* verbunden ist; der Drehpunkt des Hebels *h* befindet sich in *c*. Durch Auftreten auf den Hebel *n*, der mittelst einer Feder *f* gewöhnlich in der höchsten Stellung erhalten wird, hebt man die Stange *e*, so dass die Schieberstange *s* von der Maschine unabhängig ist und der Schieber mittelst *h* verstellt werden kann; dann steuert man während der ersten Hube von Hand und lässt hierauf die Stange *e* nieder, welche bei ihrer hin- und hergehenden Bewegung von selbst auf *a* einfällt.

Die Stange *e* wird auch direkt durch einen bei *a* befindlichen Handgriff gehoben und während der Umsteuerung auf eine daneben befindliche Unterlage gebracht; um die seitliche Drehung zu gestatten, ist dann in *e* ein vertikaler Drehzapfen eingeschaltet. Oder man legt nach Fig. 320 in einen Schlitz der Exzenterstange *e* eine exzentrische Scheibe *b*, die mittelst des Hebels *h* um 180^0 gedreht wird und dadurch die Stange *e* vom Zapfen *a* abhebt.

Diese Umsteuerung ist ein einfacher Mechanismus und gibt bei Bewegung nach beiden Richtungen die gleiche, gute Dampfvertheilung, weil das Exzenter der Kurbel stets um $90 + \delta$ voreilt. Dagegen steuert sich die Maschine selbstthätig um, wenn z. B. durch Abnahme der Kesselspannung die Kurbelwelle sich umgekehrt zu drehen anfängt, und erfolgt nun um so rascher der Rückgang der Last; allerdings setzt das Eintreten eines solchen Unfalles schon grosse Unacht-

samkeit von Seite des Maschinenwärters voraus. Wichtiger ist der Einwurf, dass man während des Ganges die kräftigste Methode des Hemmens, das Gegendampfgeben nicht anwenden, d. h. die für den umgekehrten Gang entsprechende Schieberbewegung nicht einleiten kann; dies wäre nur nach Auskupplung der Exzenterstange *e* Fig. 315 mittelst des Handhebels *h*, also schwierig und unsicher auszuführen.

Bei älteren Fördermaschinen trifft man noch hie und da die Gabel-Umsteuerung Fig. 314. Auf der Kurbelwelle *O* sind dabei zwei Exzenter aufgekeilt, deren Mittelpunkte in den Linien OE und OE_1, symmetrisch gegen die Kurbel OK liegen; an den Enden der Stangen $e\,e_1$ sind Gabeln befestigt, deren eine stets den Zapfen *a* des bei *b* drehbaren Hebels *a b* umfasst. An der Welle *b* befindet sich ein zweiter Hebel zur Bewegung der Schieberstange *s*. Die Exzenterstangen $e\,e_1$ können mittelst der Hebel *h c* und der Stützen $d\,d_1$ gehoben oder gesenkt werden. Bei der gezeichneten Stellung dreht sich die Kurbel in der Richtung des Pfeiles und das derselben voreilende Exzenter *E* bewegt den Schieber, daher die Dampfvertheilung die richtige ist. Wird während des Ganges *h* nach h_1 verstellt, so fasst die untere Gabel den Zapfen *a*, der Schieber wird von dem der Kurbel nacheilenden Exzenter E_1 bewegt, also Gegendampf gegeben, die Maschine zur Umkehr gezwungen. Bei umgekehrter Drehung eilt aber E_1 der Kurbel vor, daher die Dampfvertheilung die richtige ist und die Maschine ihre Bewegung fortsetzt. Man kann also nicht nur beim Stillstand umsteuern, sondern auch während des Ganges Gegendampf geben. Auch ist im normalen Betrieb die Dampfvertheilung bei beiden Drehungsrichtungen gleich günstig. Der Mechanismus aber zeigt geringere Solidität und ist, abgesehen etwa davon, dass er des schwer ausführbaren Schleifbogens nicht bedarf, kaum einfacher als die Coulissensteuerungen, welche variable Expansion zu erzielen gestatten, mithin den Vorzug verdienen.

Umsteuerungen ohne Expansion. Diese Art, welche kein Voreilen und keine äussere Ueberdeckung zulässt, daher eine schlechtere Dampfvertheilung gibt, ist dessen ungeachtet bei Kohlengruben von geringer Tiefe, wo der Widerstand wenig veränderlich und an Brennstoffersparung meist nicht viel gelegen ist, ziemlich stark vertreten. Es gehören dazu:

a) die Umsteuerungen mit stellbarer Exzenterstange Fig. 310. OK ist die Kurbel, *E* das Exzenter, *e* die Exzenterstange; diese bewegt den bei *c* drehbaren Hebel *h* und letzterer die Schieber-

stange *s*. Bei der angegebenen Drehungsrichtung eilt das Exzenter *E* der Kurbel nach und die Dampfvertheilung erfolgt richtig, weil ein zweiarmiger Hebel $a c a_1$ zwischen *e* und *s* eingeschaltet ist. Behufs der Umsteuerung wird die Exzenterstange *e*, welche aus zwei durch einen vertikalen Drehzapfen verbundenen Theilen besteht, von *a* abgehoben, seitlich niedergelegt, die Maschine mittelst *h* von Hand umgesteuert und danach *e* auf den Zapfen a_1 einfallen gelassen; nun eilt *E* der Kurbel vor, wie es der direkten Verbindung zwischen Exzenter- und Schieberstange entspricht. Es kann also während des Ganges nicht umgesteuert werden; ein Voreilen ist nicht anwendbar, denn nach dem früher Gesagten müsste das Exzenter der Kurbel bei einer Drehungsrichtung um $90 + \delta$ vor-, bei der anderen um $90 - \delta$ nacheilen, da aber die wechselseitige Stellung beider unveränderlich ist, muss $\delta = 0$, das Exzenter gegen die Kurbel um 90^0 verstellt sein. Daraus folgt weiter, dass eine äussere Ueberdeckung unzulässig sei, denn diese hätte zwar die Absperrung vor Ende des Hubes, also Expansion, nebstdem aber eine um eben so viel verspätete Einströmung zur Folge, daher auf gleich langen Kolbenwegen die Expansionswirkung gewonnen, aber die Volldruckwirkung verloren wäre. Man wird also nur eine kleine äussere Ueberdeckung anwenden, um bei mittlerer Schieberstellung das Ueberströmen von frischem Dampf in das Abflussrohr sicher zu verhüten.

Einen ähnlichen Mechanismus, der die Umsteuerung während des Ganges gestattet, zeigt Fig. 325; die Exzenterstange *e* trägt am Ende zwei Gabeln, welche einen der Zapfen $a a_1$ fassen, die an der Vorderseite des bei *c* drehbaren Hebels $a a_1$ fest sind; in der Schieberstange *s* ist ein Drehzapfen eingeschaltet. Der Umsteuerungshebel *h* greift mit einem Zapfen in den Schlitz der Exzenterstange, welche behufs der Umsteuerung gehoben oder gesenkt wird.

b) Die Umsteuerungen mit stellbarer Schieberstange. Auch diese beruhen auf dem Prinzip der Einschaltung eines zweiarmigen Hebels zwischen Exzenter- und Schieberstange, unterscheiden sich aber von den vorigen dadurch, dass die Schieberstange verstellt wird. Fig. 324 zeigt eine solche Steuerung; $a c a_1$ ist ein bei *c* drehbarer, gekrümmter Hebel, mit welchem bei *a* die Exzenterstange *e* in Verbindung steht; a_1 ein Gleitstück, das mittelst der Hebel *hg* und der Stange *t* längs $a a_1$ verschoben werden kann und an dem die Schieberstange *s* befestigt ist. Durch Drehung von *h* in der Richtung des Pfeiles wird das Gleitstück nach *a* gebracht und umgesteuert. Dieser Mechanismus ist zur Verstellung der Exzenterstange nicht verwendbar, weil das Gleitstück nur bei jener

Stellung des Ganzen verschoben werden könnte, wo der Mittelpunkt des Exzenters eben mit dem Krümmungsmittelpunkt des Hebels $a a_1$ zusammenfällt. Letzterer wird auch Coulisse genannt, obschon als Coulissensteuerungen richtiger nur jene zu bezeichnen sind, welche variable Expansion anzuwenden gestatten.

Bringt man das Gleitstück in eine Mittelstellung zwischen c und a oder a_1, so oszillirt der Schieber weniger weit aus der Mittellage, es werden also Ein- und Ausströmung des Dampfes an den Kanalmündungen erschwert und die Leistung vermindert, jedoch unzweckmässiger als durch blosse Regulirung der Admission, weil eben auch die Spannung des abströmenden Dampfes steigt.

Fig. 307 zeigt eine solche am Layerschacht bei Kladno gebrauchte Steuerung für eine vertikale Maschine; darin sind O die Kurbelwelle, e die Exzenterstange, $a a_1$ die um c schwingende Coulisse, s die mit dem Gleitstück verbundene Schieberstange, S der vorne am Cylinder liegende Schieber, d eine zur Verschiebung des Gleitstückes dienende Stange, welche mittelst der Arme $r r$ und eines kurzen an deren Welle n festen Hebels bewegt wird und sich mit der Ausbiegung p oder q auf n legt, um das Gleitstück in seiner Stellung festzuhalten.*)

Bei diesen Construktionen ist das Gleitstück durch eine Stange gestützt, welche beim gewöhnlichen Gang um einen festen Punkt schwingt; dabei ergibt sich eine relative Bewegung des Gleitstückes in der Coulisse und wird die Abnützung beider Theile beschleunigt.

Die Steuerung von Daniek**) Fig. 319 vermeidet diesen Uebelstand; das Gleitstück ab hat dabei eine grössere Länge, bei c liegt der Drehpunkt der Coulisse, ac ist die Stange, welche das Gleitstück stützt und mittelst der Hebel hg verschoben wird, s die Schieber- und e die Exzenterstange. Bei der gezeichneten höchsten Stellung des Gleitstückes fällt der Drehpunkt der Stange ac mit dem der Coulisse zusammen; bei der Umsteuerung gelangt b nach b_1 und, da $ac = bb_1 = 2bc$ ist, a nach c, daher die Tragstange des Gleitstückes beim umgekehrten Gang ganz in Ruhe bleibt. Das erstere bewegt sich daher stets so, als ob es mit der Coulisse fest verbunden wäre.

Bei der Umsteuerung von Schön***) wird das Ende der Schieberstange statt durch ein Gleitstück, durch Lenkstangen geführt. Es ist

*) Eine Umsteuerung dieser Art für eine Balanciermaschine s. Annales des mines, 5. Reihe, 10. Bd. S. 203.

**) Zeitschr. des Oest. Ing. Vereines 1867, S. 37.

***) Zeitschr. deutscher Ing., 1867, 11. Bd. S. 487.

dadurch die sonst bei der Umsteuerung zu überwindende Reibung des Gleitstückes in der Coulisse vermieden, dagegen wird der Mechanismus complizirter und lässt wegen der zahlreichen Gelenke ein früheres Aufhören des präcisen Ganges erwarten, daher der Daniek'sche den Vorzug verdient.

c) Die Schieber- und Hahn-Umsteuerungen, bei welchen die geänderte Drehung der Kurbelwelle dadurch hervorgebracht wird, dass man mittelst eines besonderen Wechsel- oder Umsteuerungsschiebers oder Hahnes das Zu- und Abströmungsrohr für den Dampf ihre Rollen wechseln lässt, so dass der gespannte Dampf sich ober oder unter dem Vertheilungsschieber befindet. Das Exzenter eilt dabei der Kurbel vor oder nach; soll die Dampfvertheilung in beiden Fällen gleichartig erfolgen, so muss bei gleichen Entfernungen der Kurbel vom todten Punkte der Schieber symmetrische Stellungen gegen die mittlere einnehmen, was nur möglich ist, wenn der Voreilungswinkel gleich Null ist, und demzufolge müssen auch die Ueberdeckungen gleich Null sein.

Fig. 300 zeigt die Schieber-Umsteuerung des Amaliaschachtes bei Kladno. *S* ist der Vertheilungsschieber; an den mittleren Kanal unter demselben schliesst sich das Rohr *e*, an den Kasten das Rohr *a*; beide münden in den Kasten des Umsteuerungsschiebers *U*, von welchem ein mittlerer Kanal *A* zum Abströmungsrohr führt; *E* ist das Einströmungsrohr. Bei der angedeuteten Stellung von *U* gelangt der frische Dampf von *E* durch *e* unter *S*, der verbrauchte durch *a* unter *U* und nach *A*. Bewegt man den Umsteuerungsschieber am weitesten links, so erfolgt die Dampfströmung beim Vertheilungsschieber wie gewöhnlich, die Drehung der Kurbelwelle ist die umgekehrte gegen früher. Damit der Schieber *S* im ersten Falle nicht von seinem Sitz abgehoben wird, ist derselbe mit dem Kolben *k* verbunden, auf dessen Aussenfläche stets der Druck des durch *r* zugeleiteten Kesseldampfes wirkt; da die Kolbenfläche *k* grösser ist als die Innenfläche des Schiebers, wird letzterer an den Sitz angedrückt. Befindet sich dagegen der einströmende Dampf ausser dem Schieber *S*, so wirkt auf *k* beiderseits der gleiche Druck, und der Schieber wird wie gewöhnlich durch den äusseren Dampf angepresst.

Fig. 304 zeigt den Grundriss einer Schieber-Umsteuerung für eine zweicylindrige Maschine; die Röhren *ea* und $e_1 a_1$, welche dieselbe Funktion wie in Fig. 300 erfüllen, vereinigen sich im Kasten des Umsteuerungsschiebers *U*, dessen Längenschnitt Fig. 316 zeigt. Darin sind *E* das Ein- und *A* das Abströmungsrohr, *ea* die von beiden Seiten einmündenden, zu den Vertheilungsschiebern führen-

den Röhren, *h* ein Handrad mit Schraubenmutter an der Nabe, welches zur Verstellung von *U* dient. Fig. 309 ist der Horizontalschnitt eines der Dampfcylinder. Der Vertheilungsschieber *n* bewegt sich wie bei einer gewöhnlichen Steuerung über den drei Mündungen *bac* und lässt die Mündung von *e* stets frei. Mit dem Schieber *n* ist die Hülle *m* aus einem Stück gegossen, welche wie der Kolben *k* in Fig. 300 das Abheben des Schiebers *n* verhütet, indem der Raum ausser *m* mit dem Einströmungsrohr in Verbindung steht. Bei der Stellung Fig. 316 des Umsteuerungsschiebers *U* strömt der frische Dampf nach *e*, der verbrauchte aus *a* ab; in Fig. 309 tritt also der erstere aus *e* in den Raum ausser dem Schieber *n*, der verbrauchte unter *n* nach *a*.

Bei der Zwillingsmaschine am Heinrichschacht in Ostrau sind die Cylinder an den einander zugekehrten Seiten mit der Einrichtung Fig. 300 ausgestattet, und beide Umsteuerungsschieber durch eine Stange verbunden, in derer mittlerer Länge sich der Mechanismus zur Verschiebung befindet. Auch bei Dampfhaspeln kommen Schieber-Umsteuerungen vor (vergl. „Anordnungen").

Einen entlasteten Umsteuerungschieber für starke Maschinen, wo die Bewegung durch die Grösse der Reibungsflächen erschwert wird, zeigt Fig. 305. *E* ist das Ein- und *A* das Ausströmungsrohr, *e* und *a* sind die zum Vertheilungsschieberkasten führenden Röhren. Der Umsteuerungsschieber *U* ist an dem vom Schiebersitz abgewendeten Rande mit einer Nuth versehen, in welche der am Deckel des Schieberkastens gleitende Rahmen *n* versenkt ist; dieser wird durch Kautschukstreifen, die in der Nuth eingelegt sind, gegen seine Auflagefläche gedrückt. Bei der gezeichneten Stellung communiziren *E* mit *a*, *e* mit *A*; bei der äussersten Stellung links *E* mit *e* und *a* mit *A*. Da indessen das Kautschuk seine Elastizität nicht dauernd behält, dürften bei diesem Apparate oft Reparaturen vorkommen, wenn der Rahmen *n* dicht schliessen soll.

Statt in einen besonderen, kann der Umsteuerungs- mit dem Vertheilungsschieber auch in einen gemeinschaftlichen Kasten gelegt werden. Bei der Steuerung von Mazeline*) z. B. liegt der Umsteuerungs- unter dem Vertheilungsschieber; der erstere ist mit den entsprechenden oben und unten ausmündenden Kanälen versehen, jedoch schwer zu bewegen, weil dabei die Reibung an seiner Ober- und Unterfläche zu überwinden kommt. Zweckmässiger scheint

*) Dingler's polyt. Journal 153. Bd. S. 163.

daher die von Reuleaux*) angegebene Einrichtung, welche Fig. 295 im Längen- und 294 im Querschnitte darstellen. Darin sind *E* das Dampfzuleitungsrohr, *U* der Umsteuerungs- und *S* der Vertheilungsschieber, *a c b* die gewöhnlichen Dampfkanäle, von welchen *a b* zu den Cylinderenden, *c* zum Abflussrohr führen. Am Vertheilungsschieber, welchen noch Fig. 296 zur Hälfte im Grundriss, zur Hälfte im Horizontalschnitt, und Fig. 297 im Schnitte nach *AB* darstellen, sind oben drei Oeffnungen *r s t* und unten deren vier *p q* p_1 q_1 angebracht, von welchen auf die aus der Zeichnung ersichtliche Art *p* und p_1 mit *t*, *q* und q_1 mit *r* durch die Höhlungen des Schiebers communiziren; der Kanal *s* geht ganz durch den Schieber und bleibt stets in Verbindung mit dem Abflusscanal *c*. Der Umsteuerungsschieber *U* ist zwischen zwei Leisten, die sich auf dem Vertheilungsschieber befinden, senkrecht zur Bewegung des letzteren verschiebbar; er ist ein einfacher Muschelschieber, der in der einen äussersten Stellung Fig. 294 die Mündung *t* offen lässt und *r* mit *s* in Communication setzt, in der andern *r* frei lässt und *t* mit *s* verbindet; im ersten Falle, welcher der Zeichnung entspricht, hat der frische Dampf durch die Oeffnung *t* zu den Mündungen *p* und p_1 Zutritt, während der verbrauchte von *q* und q_1 durch *r* unter den Umsteuerungsschieber, und von dort durch *s* in das Abströmungsrohr gelangt. In Fig. 295 befindet sich der Vertheilungsschieber am weitesten rechts, der frische Dampf strömt durch *p* und *a* zum linken, der verbrauchte vom rechten Cylinderende durch *b* und q_1 ab. Sobald der Schieber, der sich in der Richtung des Pfeiles bewegt, die Mittelstellung überschritten, daher der Kolben seinen Lauf umgekehrt hat, kommen p_1 mit *b* und *q* mit *a* in Verbindung, daher rechts Ein- und links Ausströmung stattfindet, wie es der Aenderung des Kolbenlaufes entspricht. Befindet sich dagegen der Umsteuerungsschieber *U* Fig. 294 in der äussersten Stellung rechts, so erfolgt bei jeder Stellung des Schiebers *S* die Dampfvertheilung entgegengesetzt zur früheren, daher entsprechend der geänderten Drehungsrichtung der Maschine.

Der Umsteuerungsschieber *U* ist an der Oberfläche mit Zähnen versehen, die mit einem Getriebe *g* von grösserer Länge in Eingriff stehen. An der Welle des Getriebes *g*, welche durch eine Stopfbüchse geführt ist, befindet sich ein Stellring *n* und ausserhalb des Schieberkastens ein Handhebel *h* mit Zeiger *z*, der an einem festen Bogen *u* die Stellung des Umsteuerungsschiebers angibt; der letztere kann

*) Polyt. Centralblatt 1866, S. 234.

also während des Ganges der Maschine senkrecht zur Bewegung des Vertheilungsschiebers verstellt werden.

Für Zwillingsmaschinen wären zwei solche Umsteuerungsschieber anzuwenden und zu kuppeln, daher für diesen Fall die Anordnung Fig. 304 einfacher wird.

Die Umsteuerung von Fritz*) Fig. 313 erfolgt mittelst eines dem Wilson'schen ähnlichen Hahnes, der in dem Gehäuse *g* eingeschlossen ist; zwischen diesem und dem Spiegel am Dampfcylinder bewegt sich der Vertheilungsschieber *S*. Der Hahn enthält drei Hohlräume *h i k*, von welchen *i* an beiden Enden des Hahnes durch Böden abgeschlossen ist, *h* und *k* durch den Hohlraum an den Enden des Gehäuses communiziren. Bei der gezeichneten Stellung sind die Mündungen *m* und *o* des Gehäuses durch *h* und *k* mit dem Einströmungsrohr *E*, *n* durch *i* mit dem Abströmungsrohr *A* in Verbindung. Bei der oszillirenden Bewegung des Schiebers strömt erst der frische Dampf von *m* durch *c* nach *a*, der verbrauchte von *b* durch *d* nach *n*, dann der erstere von *o* durch *e* nach *b*, der letztere von *a* durch *d* nach *n*. Dreht man den Hahn mittelst der Stange *u* in der Richtung des Pfeiles, so kommen *A* durch *k* und *h* mit *m* und *o*, *E* durch *i* mit *n* in Verbindung, daher nun die dem umgekehrten Kolbenlauf entsprechende Vertheilung eintritt. Der Dampfdruck auf den Hahn ist bei jeder Stellung ausgeglichen, daher der letztere leicht zu bewegen. Bei dieser Steuerung soll auch Expansion erzielt werden können, es ist jedoch nicht angegeben, auf welche Art dies ausführbar wäre, ohne eine ungleiche Dampfvertheilung zu erhalten oder an dem Bewegungsmechanismus für den Schieber etwas zu ändern, da dieser sonst weder ein Voreilen noch eine äussere Ueberdeckung erhalten darf.

Bei den kleinen Dampfhaspeln kommen auch gewöhnliche Hähne zur Umsteuerung vor.

Die beschriebenen Mechanismen sind leichter beweglich als die stellbaren Schieberstangen mit Gleitstück, dessen Bewegung durch die Reibung in der Coulisse erschwert wird, dagegen ist die Einrichtung wenigstens für eincylindrige Maschinen eine complicirtere.

Umsteuerungen mit variabler Expansion und einem Schieber. Bei diesen wird die Aenderung der Expansion, sowie die der Umdrehungsrichtung, entweder durch Aenderung der Stellung des Exzenters gegen die Kurbel, oder, wie bei den Coulissensteuerun-

*) Dingler's polyt. Journal 188. Bd. S. 186.

gen, durch eine Verstellung der Theile erreicht, welche das Exzenter mit dem Schieber verbinden.

Die Vorrichtungen, bei welchen die Stellung des Exzenters gegen die Kurbel geändert wird, sind im Prinzip die einfacheren. Um Expansion zu erzielen, ist bei denselben Voreilen und äussere Deckung nothwendig; und da sie als Umsteuerungen benützt werden sollen, ist zu beachten, dass bei Drehung der Kurbel nach beiden Richtungen der Voreilungswinkel gleich gross sein soll. Wenn also das Exzenter E Fig. 318 der Kurbel OK um den Winkel KOE voreilt, so muss dasselbe bei der umgekehrten Drehung in E_1 stehen, so dass die Winkel KOE_1 und KOE gleich sind. Mittelst eines beweglichen Exzenters kann nun die Expansion auf folgende Art geändert werden:

α) Durch Aenderung des Schieberweges allein, indem das Exzenter so beweglich ist, dass sich sein Mittelpunkt längs der Geraden EO, und für die umgekehrte Drehung längs E_1O bewegt. Allein diese Beweglichkeit nach der gebrochenen Linie EOE_1 wäre zu schwer ausführbar und nebstdem ergibt sich eine ungünstige Dampfvertheilung, weil bei kleinerem Abstand EO oder E_1O nebst der Expansion auch die Compression früher, der Gegendampf oder die Einströmung für den folgenden Hub später beginnen.

β) Durch Aenderung des Voreilungswinkels δ allein, welche durch relative Drehung des Exzenters gegen die Kurbel erfolgt. Bei Zunahme des Voreilungswinkels treten Expansion, Compression und Gegendampf früher ein, daher die Compression nicht so hoch steigt als im vorigen Falle.

γ) Durch gleichzeitige Aenderung des Schieberlaufes und Voreilungswinkels; bei dieser Combination tritt nach dem Obigen bei stärkerer Expansion auch die Compression früher ein, während die Einwirkungen auf Beginn des Gegendampfes sich zum Theil compensiren. Insbesondere lässt sich damit erreichen, dass zu Anfang des Hubes der Einströmungskanal bei allen Expansionsgraden gleich weit geöffnet ist; dazu ist nothwendig, dass die anfängliche Entfernung des Schiebers aus der Mittelstellung oder die Länge OP Fig. 318 für die verschiedenen Expansionsgrade gleich bleibe. Verschiebt man nun den Exzenter-Mittelpunkt E längs der Geraden EE_1, so wird gleichzeitig der Voreilwinkel vergrössert, der Schieberlauf vermindert und OP bleibt constant, daher diese Art, das Exzenter beweglich zu machen, als die vortheilhafteste erscheint.

Bei den Coulissensteuerungen erfolgt die Aenderung der Expansion wie durch ein Exzenter, dessen Mittelpunkt in einer

symmetrisch zu OP gelegenen Curve beweglich zu denken ist; bei einigen Arten geht diese Curve in eine zu OP senkrechte Gerade EE_1 über, daher die Dampfvertheilung wie in dem oben besprochenen Falle stattfindet.

Es sollen nun die nach diesen Construktionsprinzipien ausgeführten, bei Fördermaschinen vorkommenden Umsteuerungen beschrieben werden.

a) Umsteuerungen mit drehbarem Exzenter. Bei diesen wird die Expansion durch Aenderung des Voreilungswinkels allein verstärkt oder vermindert. Hieher gehört die in Fig. 306 dargestellte Umsteuerung von Kayser.*) Auf der Kurbelwelle *o* ist das Exzenter *e* lose aufgeschoben, welches mit dem Kegelrad *l* ein Gussstück bildet; die Stellringe *s* hindern eine seitliche Verschiebung. Ein zweites Kegelrad *f* ist auf der Welle *o* aufgekeilt und ein drittes *g* sitzt wieder lose auf einem Zapfen, der sich an den auf der Welle *o* drehbaren Ring *r* anschliesst; mit dem Ring *r* ist der Handhebel *h* verbunden. Bei festgestelltem Hebel *h* bewegt das Rad *f* mittelst *g* und *l* das Exzenter *e* entgegengesetzt zur Kurbelwelle. Bei Stellung der Kurbel OK Fig. 317 im todten Punkte muss, wenn Schieber- und Exzenterstange direkt verbunden sind, der Exzenter-Mittelpunkt sich in E befinden, so dass der Winkel $KOE = 90 + \delta$ ist. Die Kurbel und das Exzenter drehen sich nach der Richtung der ausgezogenen Pfeile, und man überzeugt sich leicht, dass die Schieberbewegung gerade so erfolgt, als ob das Exzenter fest auf der Welle sein und der Kurbel um $90 + \delta$ voreilen würde.

Bei der entgegengesetzten Drehung der Kurbel in der Richtung des punktirten Pfeiles muss dagegen der Mittelpunkt des Exzenters zu Anfang des Hubes in E_1 statt in E liegen, es ist daher eine Drehung desselben relativ gegen die Welle um $EOE_1 = 180 - 2\delta$ nothwendig; diese Drehung kann beim Gang und während der Ruhe durch den Handhebel *h* Fig. 306 ausgeführt werden. Denkt man sich die Welle *o* in Ruhe, den Hebel *h* gedreht, so kommt auch das Exzenter *e* in Bewegung. Der Mittelpunkt von *g* beschreibt einen Bogen, der dem Drehungswinkel des Hebels *h* entspricht, und auch vom Rad *l* zurückgelegt werden muss. Nebstdem beschreibt das Rad *g*

*) Zeitschrift des Vereins deutscher Ing. 1861, S. 277; ebendas. 1862, S. 546 gibt Kayser an, dass er für diese Umsteuerung am 11. Febr. 1857 patentirt wurde; dieselbe ist unabhängig davon auch durch den Ingenieur Maximilian Herrmann erfunden worden, welcher in der Zeitschr. des Oest. Ing. Vereins 1862, S. 40, mittheilt, dass er sie vor langer Zeit bei einer Maschine im Banate ausgeführt habe.

den gleichen Bogen um seine eigene Axe, welche Bewegung gleichfalls dem Rad *l* mitgetheilt wird; das Rad *l* sammt *e* dreht sich daher doppelt so viel als der Handhebel *h*, und die grösste Bewegung des letzteren beträgt nur

$$\frac{180 - 2\delta}{2} = 90 - \delta.$$

Den Zwischenstellungen des Hebels entsprechen die verschiedenen Expansionsgrade für die beiden Drehungsrichtungen; bei der Mittelstellung kommt die Maschine nicht in Gang, weil die Bewegung wie durch ein auf der Welle festes, gegen die Kurbel um 180^0 verstelltes Exzenter erfolgt. Die Umsteuerung während des Ganges geschieht wie in der Ruhe.

Abgesehen von der weniger guten Dampfvertheilung, ist diese Steuerung schwer zu bewegen, daher nur für kleine Maschinen verwendbar; nebstdem lässt sie wegen des Spielraumes zwischen den Zähnen und wegen Ausreibung der Naben der Räder keinen dauernd präcisen Gang erwarten.

b) Umsteuerungen mit verschiebbarem Exzenter. Das letztere wird dabei derart bewegt, dass sich sein Mittelpunkt längs der Geraden EE_1 Fig. 318 verschiebt. Fig. 341 ist der Längenschnitt eines dazu dienenden Apparates.*) Von der Kurbel an der Schwungradwelle wird mittelst Gegenkurbel *g* die Steuerungswelle *oo* bewegt, deren verlängerte Axe in die der Kurbelwelle fällt. Die Welle *o* ruht in zwei Lagern *l*, und diese stehen auf einer Platte, welche einerseits durch den Fundamentrahmen der Dampfmaschine, anderseits durch einen Untersatz gestützt wird. In eine Höhlung der Welle *o* ist die Spindel *s* eingeschoben und in einem Schlitz am Ende der letzteren die rhombisch geformte Stahlplatte *p* durch Nieten mit versenkten Köpfen befestigt; die Welle *o* ist nebst der centrischen Bohrung auch mit einem Schlitz versehen, um die Spindel *s* sammt Platte *p* einschieben zu können. Das Exzenter *e* besitzt eine längliche Oeffnung, durch welche die Welle *o* geht; an diese Oeffnung schliessen sich oben und unten Einschnitte mit schrägen Endflächen, in welche die Platte *p* greift. Fig. 342 ist ein Schnitt der Fig. 341 nach *AB* und zeigt die Oeffnung für die Welle *o* im Exzenter *e*. Während des Ganges der Maschine nimmt die Welle *o* Fig. 341 die Platte *p* und diese das Exzenter mit. Wenn man nun die Spindel *s* so weit verschiebt, dass die Platte *p* in die punktirte Stellung p_1 gelangt, so ist hiermit das Ex-

*) „Erfahrungen“ 1857, S. 2.

zenter in der gewünschten Art verstellt; die seitliche Verschiebung desselben wird durch zwei gusseiserne auf *o* festgekeilte Gehäuse *q* vermieden. Die Bewegung der Spindel *s* aber erfolgt in nachstehender Art. Der Endzapfen der Welle *s* läuft in einem Lager *t*; am Deckel dieses Lagers, das in einer Vertiefung am Boden des Gehäuses *u* verschiebbar ist, befindet sich eine senkrecht zur Spindel *s* gerichtete Nuth mit Messingbüchse, welche den Zapfen einer kleinen Kurbel *k* aufnimmt; letztere wird mittelst des Handrades *h* bewegt, und dieses durch den Hebel *n* festgestellt, den eine Feder in Einschnitte am abwärts gekehrten Rand der Platte *r* drückt.

Einfacher wäre die Verschiebung des Lagers *t* mittelst eines einarmigen Hebels und einer Zugstange auszuführen. Ueberhaupt aber ist der Apparat wegen der vielen Reibungen schwer beweglich, daher nur für schwächere Maschinen verwendbar.

Noch verwickelter ist der Umsteuerungsapparat von King, Smith und Howell*), welcher auf dem gleichen Prinzip beruht.

c) Umsteuerung mit Gegenlenker. Dieser auf der Londoner Weltausstellung mit „Hackworth, J. W. Darlington" bezeichnete Apparat**) ist in Fig. 330 skizzirt. Der Schieber *S* steht durch die Schieberstange *s*, in der ein Gelenk eingeschaltet ist, mit der Exzenterstange *e* in Verbindung; Exzenter und Kurbel *K* sind um 180° gegen einander verstellt. Die Exzenterstange *e* ist mit dem Balancier *ab*, und dieser bei *b* mit der um *c* drehbaren Schwinge *bc*, bei *d* mit dem Gegenlenker *df* verbunden, der um *f* schwingt. Das Ende *a* der Exzenterstange wird daher in der Richtung *ag* nahe geradgeführt, und dadurch die entsprechende Bewegung der Stange *s* und des Schiebers hervorgebracht. Fig. 331 zeigt die Stellung der Vorrichtung nach erfolgter Drehung der Kurbel um 180° aus der Stellung Fig. 330; man sieht, dass während dieser Drehung, abgesehen vom linearen Voreilen, der Schieber von der äussersten Stellung links in die entgegengesetzte gelangt.

Zur Umsteuerung dient der Hebel *gfc*, welcher bei *c* den Befestigungspunkt der Schwinge *bc* enthält und wie der Gegenlenker um den Punkt *f* drehbar ist. Derselbe wird mittelst der Zugstange *h* durch einen Handhebel bewegt. Führt man die Umsteuerung bei der in Fig. 331 gezeichneten Stellung der Kurbelwelle aus, so ergibt sich die Stellung Fig. 332, bei der sich der Schieber am weitesten links

*) Polyt. Centralblatt 1866, S. 150.

**) Beschreibung und Theorie desselben von Prof. v. Grimburg s. Zeitschr. des Oest. Ingenieurvereines 1863, S. 113.

befindet und nun, der geänderten Drehung der Kurbelwelle entsprechend, gegen die rechte Seite bewegt wird. Bei der Mittelstellung des Hebels *gfc* ist der Arm *gf* desselben vertikal, daher der Punkt *a* vertikal auf- und nieder schwingt; der Schieberweg ist dann am kleinsten und die Bewegung des Schiebers erfolgt wie durch ein gewöhnliches um 180° gegen die Kurbel verstelltes Exzenter, weil beim Hubwechsel des Kolbens der Schieber am weitesten von der Mittelstellung entfernt ist; dabei kommt die Maschine nicht in Gang.

Bei dieser Einrichtung ist die Exzenterstange stark auf Biegung in Anspruch genommen, und um so mehr auf Druck und Zug, je mehr die Stellung des Hebels *gf* von der vertikalen abweicht; soll aber diese Abweichung kleiner werden, so ist eine grosse Exzentrizität nothwendig, um den genügenden Schieberlauf für Volldruck zu erreichen. Für starke Maschinen ist also auch dieser Apparat nicht zu empfehlen, obgleich er eine ebenso gute Dampfvertheilung ergibt wie das verschiebbare Exzenter und die Umsteuerung leicht auszuführen ist, weil dabei nur Zapfenreibungen zu überwinden kommen.

Der Mechanismus wäre übrigens auch durch eine um den Fixpunkt *f* drehbare und in beliebiger Neigung feststellbare Coulisse zu ersetzen, in welcher das Ende *a* der Exzenterstange mittelst Gleitstück verschiebbar ist; dann würde aber das letztere während des Ganges der Maschine sich in der Coulisse stets auf- und niederbewegen, daher eine starke Abnützung eintreten.

d) Coulissensteuerungen. Diese wurden besonders bei Lokomotiven in verschiedener Modifikation ausgeführt und von da auf Fördermaschinen übertragen. Die älteste Art derselben ist die Stephenson'sche Coulissensteuerung Fig. 321. Auf der Kurbelwelle sind zwei Exzenter EE_1, beide um $90 + \delta$ gegen die Kurbel verstellt, aufgekeilt und durch Exzenterstangen $e\,e_1$ mit den Enden der Coulisse *ab* verbunden. Die letztere ist im Punkte *a* durch die um *c* drehbare Schwinge *ac* gestützt. Die Schieberstange *s* geht durch eine feste Führung *f* und ist am Ende mit einem Gleitstück drehbar verbunden, an welchem sich die Coulisse mittelst des Handhebels *h* verschieben lässt; letzterer wird an einem Gradbogen festgestellt. Bei der gezeichneten tiefsten Stellung der Coulisse wird die Bewegung der Exzenterstange *e* nahe ungeändert auf die Schieberstange übertragen, und da das Exzenter *E* der Kurbel bei der angedeuteten Drehungsrichtung um $90 + \delta$ voreilt, ist die Dampfvertheilung die richtige. Dreht man den Handhebel *h* in die entgegengesetzte Stellung, so gelangt der Punkt *b* der Coulisse zum Gleitstück, so dass nun die Stange e_1 ihre Bewegung fast ungeändert der Schie-

berstange mittheilt, wie es der umgekehrten Drehung der Kurbelwelle entspricht.

Die Coulisse erhält durch die Stangen $e\,e_1$ eine schwingende Bewegung, jedoch nicht um einen fixen Mittelpunkt, sondern dieser schwingt ebenfalls. Je näher also die Coulisse der Mittelstellung gerückt ist, desto kleiner ist die Bewegung des Gleitstückes, doch wird diese auch bei der Mittelstellung nicht Null. Nebstdem ändert sich auch das Voreilen des Schiebers, daher durch Verschiebung der Coulisse die Expansion geändert wird. Die Theorie zeigt, dass diese Aenderung wie durch Verschiebung des Mittelpunktes eines einfachen Exzenters längs einer Curve erfolgt, welche von EE_1 Fig. 318 etwas abweicht, so dass die Oeffnung des Eintrittskanales zu Anfang des Hubes bei verschiedenen Expansionsgraden nicht constant ist.

Die Gooch'sche Coulissensteuerung Fig. 328 unterscheidet sich von der Stephenson'schen dadurch, dass das Gleitstück statt der Coulisse gehoben oder gesenkt wird. Letztere ist an der bei *i* drehbaren Stange *ik* aufgehängt; die Schieberstange *s* ruht auf der Schwinge *ec* und wird behufs Umsteuerung oder Aenderung der Expansion mittelst des Winkelhebels *cdh* bewegt, wobei sich das Gleitstück in der Coulisse verschiebt. Die Aenderung der Expansion erfolgt wie bei einem längs EE_1 Fig. 318 verschiebbaren Exzenter; die Steuerung nimmt eine grössere Länge ein, als die Stephenson-sche, weil der drehbare Theil der Schieberstange *s* nicht zu kurz sein darf.

Von den sonstigen namentlich in Zeuner's Werk: „Die Schiebersteuerungen" ausführlich behandelten Mechanismen soll hier nur noch die Fink'sche Steuerung Fig. 322 angeführt werden. Bei derselben ist ein einziges gegen die Kurbel *K* um 180° verstelltes Exzenter *e* angewandt; der Schleifbogen *ab* bildet mit dem Exzenterring ein festes Ganze, welches durch die um *p* drehbare Schwinge *cp* gestützt wird; die Schieberstange *s* ist mit dem Gleitstück verbunden und mittelst des Gelenkes *de* durch den Winkelhebel *efh* verstellbar. Fig. 323 zeigt die Stellung der Steuerung nach Drehung der Kurbel um 90°, und aus dem Vergleich beider Stellungen ist ersichtlich, in welcher Art die Schieberbewegung stattfindet; der Exzenterring wird gehoben und da derselbe bei *c* festgehalten ist, muss sich der Punkt *a* der Coulisse gegen die rechte Seite neigen; darauf folgt wieder Senkung des Exzenterringes und Rückgang der Coulisse u. s. w. Durch Bewegung des Handhebels *h* wird die Aenderung des Expansionsgrades und die Umsteuerung

ebenso ausgeführt, wie bei den vorigen Coulissensteuerungen. Die Fink'sche Steuerung gibt eine etwas weniger gute Dampfvertheilung als die vorigen, dürfte aber, wenn es sich nicht besonders um Ersparung an Brennstoff handelt, wegen ihrer Einfachheit für Fördermaschinen mit Vortheil anwendbar sein.

Die Coulissensteuerungen sind zwar keine vorzüglichen Expansions- doch sehr bequeme Umsteuerungsapparate; bei Fördermaschinen sind die Stephenson'sche und die Gooch'sche am stärksten verbreitet. *)

Bei den grössten, besonders zweicylindrigen Maschinen (über 150 Pferdekräfte) ist indessen auch mit diesen Apparaten die Umsteuerung wegen der Schieber- und Gleitstückreibung schwer auszuführen. Diese Widerstände würden nur dann verschwinden, wenn man den Hebel so umzulegen im Stande wäre, dass die Bewegung, welche er dem Schieber ertheilt, mit der von den Exzentern herrührenden sich compensirt, so dass während der Umsteuerung der Schieber in Ruhe bliebe. Wendet man zur Erleichterung für den Maschinisten eine Umsetzung an, so geht die bei schwunghafter Förderung und in Fällen der Gefahr nothwendige Raschheit der Bewegungen verloren.

Der am Schachte Nr. 12 der Grube Grand Hornu gemachte Versuch, die Umsteuerung durch einen kleinen Dampfcylinder auszuführen, scheiterte an der Unmöglichkeit, den Kolben desselben in den für verschiedene Expansionsgrade nothwendigen Stellungen genau zu fixiren; derselbe Uebelstand zeigte sich am Krugschacht bei Königshütte, obgleich dort der Dampfkolben mit einem anderen, in einem Oelcylinder befindlichen verbunden wurde, um die Bewegung zu reguliren. Für Schieberentlastungen aber existirt noch keine als ganz entsprechend anerkannte Construktion.

Umsteuerungen mit variabler Expansion und zwei Schiebern. Diese zeigen den Vortheil, dass durch einen besonderen, den Expansionsschieber die Absperrung früher oder später stattfindet und die Expansion regulirt wird, ohne den Gang des Vertheilungsschiebers, also die anderen Perioden der Dampfvertheilung zu ändern. Als die beste Expansionssteuerung ist gegenwärtig die Meyer'sche anerkannt.

Bei Fördermaschinen ist nun für den Vertheilungsschieber ein Umsteuerungsapparat und nebstdem für den Expansionsschieber eine Vorrichtung zur Aenderung des Expansionsgrades erforderlich; es

*) Eine Fördermaschine mit Allan's Coulisse s. Civilingenieur 1867, 13. Bd. S. 431.

muss dafür gesorgt werden, dass der Gang des Expansionsschiebers für den Vor- und Rückwärtsgang der gleich richtige sei.

Bei der Meyer'schen Steuerung kann man zu dem Behufe das Expansionsexzenter so auf der Kurbelwelle festkeilen, dass dessen Mittelpunkt in die verlängerte Kurbelrichtung fällt; für den Vertheilungsschieber ist eine Coulisse anzuwenden, welche aber nur zur Umsteuerung dient, und deren beide Exzenter gegen das nach der obigen Regel angeordnete Expansionsexzenter gleich gestellt sind. Die Vertheilungsexzenter müssen dann, den Eigenschaften der Meyer'schen Steuerung entsprechend, ein grosses Voreilen erhalten.

Das Voreilen wird beliebig und kann auf Null reduzirt, daher für den Vertheilungsschieber eine einfache Umsteuerung mit verschiebbarer Schieberstange und nur einem Exzenter verwendet werden, wenn man zur Bewegung des Expansionsschiebers ein loses Exzenter (vergl. S. 158) verwendet, welches sich nach Umsteuerung des Vertheilungsschiebers von selbst richtig stellt. Diese von Hrábak angegebene Einrichtung*) ist bei der Fördermaschine des Stefanschachtes zu Pribram in Verwendung und leistet gute Dienste. Doch kann nicht geläugnet werden, dass die Anordnung eines einzigen Hebels für die Zwecke der Umsteuerung und der Aenderung der Expansion bequemer ist, als die Verwendung zweier besonderer Apparate. Wenn der Maschinenwärter auch während des Aufzuges nur mittelst des Handrädchens den Abstand der Expansionsschieberlappen zu reguliren hat, so ist doch zu Ende, nach Aufsetzen der niedergehenden Schale, seine Thätigkeit dadurch mehr in Anspruch genommen, dass er, um den Aufzug zu beenden, vollen Dampf geben, also die Schieberlappen ganz zusammenrücken, und dann, um die Schale aufzusetzen, mittelst des Hebels umsteuern muss.

Ventilsteuerungen. Ventile zeigen gegen Schieber den Vortheil, dass sie, als Doppelsitzventile construirt, leichter beweglich sind, folglich eine bequeme Umsteuerung gestatten, und dass der Arbeitsverlust der Schieberreibung wegfällt; dagegen schliessen sie gewöhnlich weniger dicht und schlagen bei raschem Gang, werden daher rasch abgenützt. An jedem Cylinderende ist ein Ein- und Auslassventil nothwendig, daher eine Zwillingsmaschine deren 8 erfordert. Die Ventilsteuerung ist mithin nur für grosse Maschinen mit geringer Hubzahl, dann aber wegen des leichteren Umsteuerns entschieden zu empfehlen.

*) Hrábak, die Dampfmaschinenberechnung etc. 2. Aufl., Prag 1869; „Erfahrungen“ 1868, S. 1.

Die prinzipielle Einrichtung einer Ventilsteuerung zeigt Fig. 329. An jedem Cylinderende befindet sich ein Ventilkasten, der ein Einlass- und Auslassventil *ea* enthält. Der Ventilkasten ist durch Scheidewände in drei Theile getheilt, in deren mittleren der zum Cylinderende führende Dampfkanal *D* mündet; *E* ist das Ein- und *A* das Auslassrohr für den Dampf. Die Ventile sind mit Stangen verbunden, welche durch Federn oder Gewichte abwärts gedrückt werden. Die Bewegung derselben erfolgt durch einen zweiarmigen um die feste Axe *o* drehbaren Hebel *h*, dessen Enden mit einem gewissen Spielraum in Schlitze der Ventilstangen *ss* eingreifen, durch den Hebel *g* und eine Zugstange *z*, welche eine hin- und hergehende Bewegung besitzen muss. An der andern (rechten) Seite des liegenden Cylinders befindet sich das Einlassventil links, das Auslassventil rechts; eine Stange *b* verbindet die vertikal niedergehenden Hebel *g* der beiden Ventilpaare. Bei Bewegung der Schubstange *z* in der Richtung des Pfeiles wird links das Ventil *e*, rechts *a* geöffnet, bei der umgekehrten Bewegung schliessen sich dieselben und die anderen beiden werden geöffnet. Die Schlitze der Ventilstangen *s* müssen abwärts unter die gezeichnete mittlere Stellung des Hebels *h* verlängert sein, damit dieser frei spielen und das eine Ventil heben kann, während das andere geschlossen bleibt. Nun ist einleuchtend, dass die Zugstange *z* durch ein auf der Kurbelwelle festes Exzenter bewegt werden kann; gibt man demselben ein Voreilen, und lässt an den Enden des Hebels *h* bei dessen Mittelstellung in den Schlitzen die Spielräume e_1 und i_1, so vertreten diese die Stelle der äusseren und inneren Ueberdeckung, die Dampfvertheilung erfolgt also ganz wie durch einen Schieber mit Voreilen und mit den genannten Ueberdeckungen.

Soll die Steuerung als Umsteuerung brauchbar sein, so muss die Stange *z* wie die Schieberstange einer Schiebersteuerung bewegt werden, und es können dazu die früher beschriebenen Mechanismen dienen. In der That findet man häufig die Stephenson'sche und Gooch'sche Coulisse, bei älteren Maschinen auch die Gabel-Umsteuerung und die mit stellbarer Ventil- (statt Schieber-)stange.*)

Treibkörbe.

Die Treibkörbe, d. s. die Trommeln, auf welchen sich die Seile aufwinden, bilden den Hauptheil der Arbeitsmaschine. Eine

*) Detailzeichnungen von Ventilsteuerungen s. u. A. in Burat, Material des Steinkohlenbergbaues, deutsch v. Hartmann, Taf. 19 u. 20; Zeichnungen der „Hütte" 1859.

zweckmässige und viel verwendete Construktion derselben zeigen Fig. 333 in der Ansicht und 334 im Längenschnitt. Jeder der beiden Körbe besteht aus zwei gusseisernen auf der Welle festgekeilten Scheiben mit Nabe *n*, Armen *a* und dem Kranz *k*. Am Umfang werden beide Scheiben durch Schraubenbolzen *t* verbunden und mit einem Belag von Pfosten, der Treibkorb-Verschallung *v* versehen, welche als Unterlage für das Seil dient. Die Verschallung wird durch hölzerne Krümmlinge *b*, zu deren Befestigung die Schrauben *s* dienen, an ihrem Platz erhalten; die Krümmlinge *b* sind abgerundet, um das Seil stets auf die Oberfläche des Korbes zu leiten, der Kranz *k* kann nach Fig. 333 zur Ersparung an Material durchbrochen werden.

Berechnung. Bei Berechnung des Seiles ergibt sich die Grenze, unter welche der Durchmesser des Korbes nicht herabgehen darf, ohne eine zu grosse Biegungsspannung in den Drähten hervorzurufen. Meist findet man Durchmesser von $2\frac{1}{2}$ bis 3^m, ausnahmsweise solche bis 7^m, bei Dampfhaspeln auch 1^m und noch weniger. Die Breite *b*, parallel zur Wellenaxe gemessen, ergibt sich auf folgende Art. Seien H die Fördertiefe, R der Treibkorbhalbmesser, und nimmt man 6 Windungen als Vorrath und um das Seil schon durch die Reibung am Korb festzuhalten, so wird die Zahl Windungen bei der höchsten Stellung des Fördergefässes

$$\frac{H}{2R\pi} + 6,$$

und ist e die Seildicke, so erhält man die Treibkorbbreite

$$(41) \quad \ldots\ldots\ldots \quad b = \left(\frac{H}{2R\pi} + 6\right) e.$$

Bei grosser Schachttiefe ergibt sich auch *b* gross, was den Nachtheil mit sich bringt, dass die Richtungen des zwischen Korb und Seilscheibe liegenden Seilstückes stark divergiren, und die Windungen sich nicht gut an einander reihen; aus diesem Grunde nimmt man *b* meist nicht über $0{\cdot}8^m$ und lässt nöthigen Falles mehrere Reihen Seilwindungen sich über einander legen, doch leidet auch dadurch das Seil namentlich bei Beginn einer neuen Reihe, wo dasselbe über die vorige Reihe aufsteigen muss und sich klemmt. In dieser Hinsicht ist ein grosser Treibkorb-Durchmesser vortheilhaft.

Bei Bestimmung der Breite *b* ist selbstverständlich darauf Rücksicht zu nehmen, dass beide Körbe neben einander auf der Welle Platz finden müssen.

Die Verschallung ist einem sehr starken, von der Spannung sämmtlicher Windungen herrührenden äusseren Druck ausgesetzt.

Berechnet man die einzelnen Pfostenstücke derselben auf Bruchfestigkeit, so ergeben sich weit grössere als die wirklich genügenden Dimensionen; die Verschallung widersteht also nach Art eines Gefässes, welches einem äusseren gleichförmig vertheilten Druck ausgesetzt ist. Daraus ergibt sich aber auch, dass man bei Anwendung der gebräuchlichen Stärken die partielle Einbiegung einzelner Theile möglichst hindern, also die Stossflächen der letzteren möglichst genau radial und zusammenpassend herstellen soll, dann dass die nothwendige Stärke mit der Treibkorbbreite nicht in gleichem Masse zunimmt. Bei $0{\cdot}6^m$ Breite des Korbes, 1000 Kil. grösster Seilspannung und einer Reihe von Windungen genügen für eine Verschallung aus Eichenholz 6 Cent. Stärke; bis 2500 Kil. Spannung und 4 Reihen Windungen kann man damit auf 12 Cent. gehen.

Die Welle der Treibkörbe ist auf Verwinden, durch ihre Belastung und die Seilspannung auf Bruch in Anspruch genommen. Der Einfluss der Seilspannung wird am geringsten, wenn man die Seile an den Seiten der Körbe befestigt, welche den Wellenlagern am nächsten liegen, denn die grösste Spannung des Seiles ergibt sich wegen dessen Eigengewicht stets dann, wenn dasselbe ganz abgewickelt ist, und wirkt bei der genannten Anordnung in dem geringsten Abstande vom Stützpunkt der Welle. Berechnet man übrigens die letztere nach den Redtenbacher'schen Formeln auf Torsion, so erfordert die Belastung derselben keine spezielle Berücksichtigung.

Der grösste von der Welle zu übertragende Druck, reduzirt auf den Treibkorb-Umfang, ist gleich der grössten Seilspannung, und wird von dem zwischen den Körben liegenden Wellenstück fortgepflanzt, wenn die Aufwindung des Seiles an dem von der Maschine entfernteren Korb beginnt. Derselbe Druck kommt auch bei Zwillingsmaschinen ohne Transmission vor, und zwar in dem Moment, wo jene Kurbel im todten Punkte steht, welche sich nächst dem den Aufzug beginnenden Korb befindet. Die Welle ist also allgemein auf das Torsionsmoment

$$(42) \quad \ldots\ldots \quad PR = (q + F + G)\,R$$

zu berechnen, unter qFG die Gewichte der Förderlast, des Fördergefässes und Seiles, und unter R den Treibkorbhalbmesser verstanden. Nach Redtenbacher ist daher der Durchmesser der Treibkorbwelle

$$(43) \quad . \; . \quad \begin{cases} d = 0{\cdot}39 \sqrt[3]{PR} & \text{bei gusseisernen Wellen} \\ d = 0{\cdot}29 \sqrt[3]{PR} & \text{„ schmiedeisernen „} \end{cases}$$

zu setzen, für Kilogramm und Centimeter als Einheiten. Schmied-

eisen ist dem Gusseisen vorzuziehen; ausnahmsweise fertigt man die Treibkorbwelle selbst aus Gussstahl.

Die Arme jener Treibkorbscheibe, welche dem Befestigungspunkt des Seiles zunächst liegt, haben bei Beginn des Aufzuges nahezu, doch nicht vollends den Druck P zu übertragen, da in dieser Hinsicht die zweite Treibkorbscheibe etwas zu Hilfe kommt; die Dimensionen sind daher etwas geringer zu nehmen, als sie Redtenbacher für die Arme von Zahnrädern angibt, welche den gleichen Druck wie die Welle übertragen. Die Armzahl ist 6, bei mehr als etwa $3 \cdot 5^m$ Treibkorbdurchmesser 8, und man kann dem Obigen zufolge*) die Armbreite h Fig. 333

$$(44) \quad \ldots\ldots \quad \begin{cases} h = 0{\cdot}83\, d & \text{für 6 Arme} \\ h = 0{\cdot}75\, d & \text{„ 8 „} \end{cases}$$

setzen. Die Armbreite am Umfang ist $= {}^3/_4\, h$, die Dicke constant gleich ${}^1/_5\, h$ zu setzen; die Dicke der Verstärkungsrippe gleich ${}^1/_6\, h$.

Für die Nabe kann man nehmen

$$(45) \quad \ldots \quad \begin{cases} \text{Länge der Nabe} & 3 + 0{\cdot}1\, R \text{ Cent.} \\ \text{Dicke „ „} & {}^1/_2 + {}^1/_3\, d \text{ „} \end{cases}$$

Dabei ist überall für d der Durchmesser zu setzen, den eine gusseiserne Welle nach (43) erhalten würde.

Die Auflagefläche für die Verschallung ist 5 — 8 Cent. breit, die Höhe r Fig. 333 für $R = 1$ bis 2^m gleich 12 bis 24 Cent. zu nehmen.

Die Zapfen betreffend, ist deren Durchmesser nach dem darauf lastenden Druck zu berechnen, bei Halszapfen gleich d zu setzen.

Beispiel. Es sei die Ladung $q = 900$ Kil., das Gewicht des Seiles $G = 600$ Kil., das des Fördergefässes $F = 800$ Kil., der Treibkorbhalbmesser $R = 1{\cdot}5^m$, die Schachttiefe $H = 600^m$, der Seildurchmesser $e = 1{\cdot}8$ Cent. Man erhält aus (41) die Treibkorbbreite

$$b = \left(\frac{600}{2 \,.\, 1{\cdot}5 \,.\, \pi} + 6\right) 1{\cdot}8 = 125{\cdot}3 \text{ Centimeter.}$$

Diese Breite ist schon zu gross, daher man das Seil in zwei Reihen von Windungen auf dem Korb liegen lassen und

$$b = \frac{125}{2} = \text{rund 65 Centim.}$$

setzen wird. Die Stärke der Eichenholz-Verschallung kann gleich 10 Cent. genommen werden.

Der Durchmesser d der gusseisernen Treibkorbwelle wird nach (43)

$$d = 0{\cdot}39 \sqrt[3]{2300 \,.\, 150} = 27 \text{ Centim.}$$

Bei 6 Armen der Treibkorbscheiben erhält die Hauptrippe nach (44) die Breite

*) Vergl. Redtenbacher's Resultate, 4. Aufl. S. 73.

$$h = 0{\cdot}83 \,.\, 27 = 22{\cdot}5 \text{ Cent.}$$

an der Axe gemessen, und

$$^3/_4 \,.\, 22{\cdot}5 = 17 \text{ Cent.}$$

am Kranz; die Dicke derselben wird

$$\frac{22{\cdot}5}{5} = 4{\cdot}5 \text{ Cent.},$$

die der Nebenrippe

$$\frac{22{\cdot}5}{6} = 3{\cdot}75 \text{ Cent.}$$

Nach (45) wird die Länge der Nabe

$$3 + 0{\cdot}1 \,.\, 150 = 18 \text{ Cent.}$$

und deren Stärke

$$\frac{1}{2} + \frac{27}{3} = 9{\cdot}5 \text{ Cent.}$$

Construktion. Der Treibkorb Fig. 333 und 334 wurde bereits oben beschrieben.

Häufig werden die Treibkörbe zum Bremsen benützt; in diesem Falle erhält einer der Kränze die aus Fig. 327 ersichtliche Form, wobei die Bremse gegen die cylindrisch abgedrehte Fläche *b* wirkt.

Bei der Construktion Fig. 335 ist die Verschallung *v* in eine Nuth des Kranzes *k* eingepasst, es fallen somit die hölzernen Krümmlinge zur Befestigung der Verschallung weg, doch wird die Montirung dadurch etwas erschwert.

Die Kränze erhalten eine einfachere Form, wenn man nach Fig. 336 die Verschallung *v* an dem nach Innen vorspringenden Kranz *k* festschraubt; allein diese Befestigung ist weniger solid. Anderseits wird dabei, was unter Umständen vortheilhaft ist, die Gesammtbreite des Korbes bei gegebener Breite *b* am geringsten, wenn man noch die Nebenrippen *n* der Arme in das Innere des Treibkorbes verlegt.

Bei geringer, etwa unter $0{\cdot}35^m$ betragender Breite kann der Treibkorb nach Fig. 337 in Einem Gusse hergestellt werden; die Länge der Nabe soll dann nicht geringer sein als die Breite des Korbes, und in (44) sind die Coëfficienten 0·93 und 0·85 statt 0·83 und 0·75 zu setzen.

Die Befestigung des Seiles am Treibkorb erfolgt einfach dadurch, dass man das Seilende nächst dem einen Treibkorbkranz durch eine Oeffnung der Verschallung steckt, an einem der Arme oder an der Welle des Treibkorbes festbindet, und nächst der Innenseite der Verschallung durch Aufwinden von Draht am Seil einen Knoten herstellt. Eine solidere Verbindung ist nicht nothwendig, da, wie früher bemerkt, schon die Reibung das Seil am Korb festhalten soll.

Umlegen des Seiles, bewegliche Treibkörbe. Zu Anfang jedes Aufzuges ist das eine Seil aufgewunden, während das

andere bis zu dem Punkte hinabreicht, von welchem die Last gehoben wird; soll also aus einer anderen Tiefe gefördert werden, so muss das letztere Seilstück eine andere Länge besitzen, daher die gegenseitige Stellung der Seile an den Körben geändert, d. h. eines derselben aufgewunden werden, während das andere sich nicht abwindet, oder umgekehrt.

Man hat dazu früher stets eine mehr oder weniger complicirte Operation angewendet, welche der Hauptsache nach darin bestand, das eine Seil ganz auf den Korb aufzuwinden und daran zu befestigen, um nachher durch Drehung der Welle nach Bedarf mehr Seil vom zweiten Treibkorb ab- oder an demselben aufzuwickeln. Auch wurden die Seile durch die Verschallung auf Winden im Innern der Körbe geführt, um die Längen vermindern oder vergrössern zu können.

Gegenwärtig bedient man sich zum Umlegen der Seile stets beweglicher Treibkörbe, indem man einen oder beide letztere auf leicht lösbare Art mit der Welle verbindet. Soll aus einer anderen Tiefe gefördert werden, so bringt man durch Drehung der Welle das Seil des beweglichen Korbes in die dem Ende eines Aufzuges entsprechende Stellung, befestigt den genannten Korb mittelst einer Bremse oder einer um die Arme geschlungenen Kette und löst dessen Verbindung mit der Welle. Hierauf dreht man letztere mit dem andern Korb allein so lange, bis das zweite Seil die richtige Stellung besitzt und verkuppelt danach den losen Korb wieder mit der Welle.

Um die Seillängen genau reguliren zu können, ist es vortheilhaft, wenn der bewegliche Korb sich in möglichst vielen, wenigstens 6 Stellungen gegen die Welle fixiren lässt, so dass der Ueberschuss an Seillänge (Hängseil) nicht zu beträchtlich, im letzteren Falle nicht grösser als $^1/_6$ des Treibkorb-Umfanges wird.

Eine Befestigung des beweglichen Korbes zeigen Fig. 338 bis 340; in Fig. 340 ist *s* eine der lose aufgesteckten Treibkorbscheiben (vergl. Fig. 338), an deren Innenseiten Rosetten *a* (Fig. 339) auf der Welle festgekeilt sind. Die Verbindung erfolgt durch abnehmbare Bolzen *t*, welche in Einschnitte der Rosetten *a* greifen. Man steckt gewöhnlich 2 bis 3 Bolzen *t* durch, doch ist es mit Rücksicht auf nicht ganz genaue Montirung räthlich, jeden derselben für sich auf den ganzen zu übertragenden Druck zu berechnen; dabei darf indessen angenommen werden, dass die Bolzen nur auf Abscheren in Anspruch genommen sind, da sie in die Oeffnungen der Treibkorbkränze genau eingepasst werden können. Zu Anfang des Treibens überträgt die Treibkorbscheibe, in deren Nähe das Seil befestigt ist, nahe den

ganzen Druck $P = q + F + G$; bezeichnen δ den Durchmesser, $\mathfrak{S}$ den Widerstand des Bolzens gegen Abscheren pr. Flächeneinheit, R den Treibkorbhalbmesser und r die Entfernung der Axen des Bolzens und der Treibkorbwelle, so wird

$$\mathfrak{S}\frac{\delta^2 \pi}{4} = P\frac{R}{r}, \; \delta = \sqrt{\frac{4}{\pi}\frac{P}{\mathfrak{S}}\frac{R}{r}}.$$

Die Abscherungsfestigkeit ist nahe gleich der absoluten = 4040 Kil. pr. □cm; um sicher zu gehen, kann $\mathfrak{S} = 350$ gesetzt werden, wodurch sich ergibt

$$\delta = 0{\cdot}06 \sqrt{P\frac{R}{r}}.$$

Man kann $r = {}^1/_4\, R$ nehmen und erhält dadurch

(46) $\delta = 0{\cdot}12 \sqrt{P}$.

Der bewegliche Korb kann wie der feste construirt werden, nur erfordert derselbe eine geringere Nabenstärke.

Eine andere Construction zeigen Fig. 359 und 360*); *s* sind die beiden Scheiben des beweglichen Korbes, *a* eine auf der Welle *o* feste Rosette, *t* ein schmiedeiserner Balken, der in Einschnitte der Rosette und in Höhlungen an den Treibkorb-Armen greift, bei *b* drehbar und bei *d* durch einen Bolzen befestigt ist, nach dessen Entfernung *t* gehoben werden kann und wegen der Feder *f* in dieser Stellung verbleibt.

Eine dritte Verbindung ergibt sich aus Fig. 340, wenn man beide Rosetten *a* aus einem Stück fertigt, die Schrauben *t* ausser deren Umfang verlegt und so stark anzieht, dass die Reibung zwischen Rosette *a* und Treibkorbscheiben *s* hinreicht, die letzteren mitzunehmen. Eine solche Construktion kommt bei dem unten beschriebenen schmiedeisernen Treibkorb vor. Ist r der mittlere Halbmesser der Reibungsfläche, so ergibt sich die zum Mitnehmen erforderliche Reibung, welche zu Anfang des Aufzuges an einer der Korbscheiben, und zwar an jener nothwendig ist, in deren Nähe das Seil auf die Verschallung läuft, annähernd gleich

$$\frac{R}{r} P,$$

daher muss, wenn n_1 die Zahl, δ_1 den Durchmesser der Schrauben, $\mathfrak{S}$ deren Spannung pr. Flächeneinheit und f den Reibungscoëfficienten bedeuten,

$$f n_1 \frac{\delta_1^2 \pi}{4} \mathfrak{S} = \frac{R}{r} P$$

sein, und hieraus folgt

*) Erfahrungen 1852, Taf. 4.

$$\delta_1 = \sqrt{\frac{4}{f\pi\mathfrak{S}} \frac{R}{r} \frac{P}{n_1}}.$$

Man kann $f = 0{\cdot}16$ und die zulässige Belastung der Schrauben $\mathfrak{S} = 800$ Kil. pr. Quadradcent. setzen, wodurch

$$(47) \quad \ldots\ldots\ldots \quad \delta_1 = 0{\cdot}1 \sqrt{\frac{R}{r} \frac{P}{n_1}}$$

folgt. Hierin ist wieder $P = q + F + G$.

Diese Verbindung ist am raschesten zu lösen; es genügt zu dem Behuf, die Schraubenmuttern etwas zurückzudrehen. Nebstdem lässt sich der Korb in jeder beliebigen Stellung gegen die Welle fixiren. Die Reibung kann durch Bestreichen der Berührungsflächen mit Salmiak oder Salz vermehrt werden. Dagegen ist der Einwurf begründet, dass die langen Bolzen sich dehnen können und die Verbindung für grosse Kräfte nicht die genügende Sicherheit bietet.

Andere Mechanismen, wie Kupplungen, Bremsbänder u. s. w. machen die Construktion der Maschine complicirter oder sind weniger solid. Eine zwischen den Körben angebrachte Wellenkupplung nimmt auch zuviel Raum in Anspruch.

Neuere Treibkorbconstruktionen. Gegenwärtig werden häufig Treibkörbe verwendet, bei welchen die Nabe gegossen ist, die Arme aus Schmiedeisen, Kränze und Verschallung aus demselben Material oder wieder aus Gusseisen bestehen.

Einen schmiedeisernen Korb zeigen Fig. 347 bis 349. Zwischen Vorsprüngen der gusseisernen Rosetten *p* sind die schmiedeisernen Arme *a* eingesetzt, mit den Blechkränzen *k* verbunden, und an diesen mittelst Winkeleisen *w* die ebenfalls aus Blech bestehende Verschallung *v* befestigt. Die Arme sind durch den Ring *r* verstärkt, das Winkeleisen *b* dient als Bremskranz, die Platten *q* vereinigen die Segmente der Korbkränze *k* und die Platten *d* die Theile der Verschallung. Die Verbindungen sind, ausgenommen die zwischen Armen und Nabe, durch Nieten hergestellt. Der Korb ist lose und wird mittelst der Schrauben *s* gegen den auf der Welle aufgekeilten Muff *m* gedrückt. Um die Befestigungskeile des letzteren eintreiben zu können, was wegen der Treibkorbnaben von Aussen her nicht möglich ist, sind an gegenüberstehenden Seiten des Muffes längliche Schlitze angebracht. Fig. 349 ist ein radialer Schnitt nach der Linie *on* der Fig. 348. Die Arme können durchaus gleichen Querschnitt erhalten und als Balken von der Länge R_1 Fig. 348 berechnet werden, welche am freien Ende die Belastung $\frac{P}{z}$ tragen, unter *z*

die Armzahl verstanden. Die Belastung pr. Quadratcent. ist dabei etwa gleich 500 Kil. zu setzen.

Gusseiserne Treibkorbkränze bestehen aus 2 oder mehreren Segmenten, welche nach Fig. 326 durch einwärts gekehrte Flantschen *f* und Schrauben verbunden werden; die Enden der schmiedeisernen Arme *a* liegen zwischen angegossenen radialen Leisten.

Bei tiefen Schächten erfordert das grosse Seilgewicht eine stärkere Maschine, welche überdies ungünstiger arbeitet, weil der Widerstand mehr veränderlich ist. Eines der Mittel dagegen, die Verminderung des Seilquerschnittes von oben nach unten, welche auch das Gewicht des Seiles herabsetzt, wurde bereits im I. Abschnitte angeführt.

Ausgleichung des Seilgewichtes.

Die anderen nun zu besprechenden Einrichtungen haben den Zweck, bei ungeänderter Construktion des Seiles den Widerstand weniger variabel zu machen. Dieselben führen nur bei grösseren Schachttiefen auf geringere Maschinen-Dimensionen, wenn man bei Ermittlung der letzteren nach S. 144 den Widerstand zu Grunde legt, welcher nach dem Aufsetzen des niedergehenden Fördergefässes vorhanden ist. Als Mittel zur Ausgleichung des Seilgewichtes werden folgende benützt:

1) Ausgleichungsketten. An jedem Fördergefäss *f* Fig. 352 ist unten eine Kette *a*, deren Längeneinheit soviel wiegt als die des Seiles, befestigt. Beim Abwärtsgang legt sich die Kette allmälig nieder, beim Aufgang wird sie gehoben. Es ist also gerade so, als ob beide Seile an den Körben stets mit ihrem ganzen Gewicht G ziehen würden, der reine Widerstand ist constant gleich der Förderlast q.

Nach Fig. 346 wird mit jedem Fördergefäss *f* eine in der halben Fördertiefe, bei *b* befestigte Kette *a* verbunden, deren Gewicht pr. Längeneinheit doppelt so gross ist, als das des Seiles. Bei einer beliebigen Stellung f_1 ist die Länge $f_1 g = gf$, daher $f_1 g = \frac{1}{2} f_1 f$ und die Ausgleichung ebenso erreicht wie früher.

Diese Einrichtungen erhöhen jedoch die Gesammtbelastung der Maschine, daher den Reibungswiderstand, und vergrössern die zu bewegende Masse, auch verschlingt sich die Kette und veranlasst Unfälle. Man ist von denselben grösstentheils wieder abgekommen.*)

*) Auf den Skalleyschächten bei Saarbrücken wurde die erste bei 135 Lachter Schachttiefe angewandt, s. Schönfelder, die baulichen Anlagen etc. in Preussen, 1862, 2. Jahrg., 2. Liefg. S. 25.

Aehnliche Nachtheile dürften sich bei grösserer Schachttiefe herausstellen, wenn man an die beiden Fördergefässe eine gemeinschaftliche bis zum Schachttiefsten hinabhängende Kette befestigt, wie es bei Wassertonnenaufzügen vorkommt. Lemielle*) und Jarolimek**) schlagen zum gleichen Zweck ein Seil vor; dieses wäre nach dem Letzteren nächst der unteren Krümmung beiderseits zwischen je zwei festen Rollen, deren Spurkränze sich übergreifen, durchzuführen. Bei grösserer Fördergeschwindigkeit dürfte indessen diese Ausgleichung noch immer Anstände, wenn auch geringere als die Ketten veranlassen.

Nach den betreffenden Reiseberichten***) ist in England die Fig. 350 dargestellte Vorrichtung öfters zu treffen. An der Welle der Treibkörbe *t* befindet sich ein kleinerer Korb *s*, von welchem das Seil *n* zu der in einem Schächtchen hängenden schweren Kette *k* läuft. Diese legt sich allmälig nieder, ihr Gewicht wirkt in abnehmendem Mass förderlich auf die Bewegung; in der Mitte des Aufzuges, wo die Fördergefässe sich begegnen, ist dieselbe ganz niedergelegt, das Seil *n* ganz abgewickelt, dieses gelangt nun auf die andere Seite der Scheibe *s*, wird wieder aufgewunden und die Kette wirkt immer mehr hemmend. Beim folgenden Aufzug wiederholt sich dasselbe Spiel, da die Körbe sich in umgekehrter Richtung drehen und zugleich das Seil *n* von der anderen Seite der Scheibe *s* abläuft.

Der kleine Schacht wird auch zum Theil mit Wasser gefüllt, um durch den Auftrieb die Wirkung der Kette noch veränderlicher zu machen, desgleichen wendet man statt *s* einen Spiralkorb an.†)

Diese schweren Ausgleichungsketten vergrössern ebenfalls die Belastung der Maschine und die träge Masse, und das Abteufen eines Schachtes für dieselben ist kostspielig.

2) Ausgleichungsgewichte. Den Angaben nach standen in England schon seit langer Zeit Ausgleichungsgewichte, welche mit Rädern auf einer geneigten Bahn laufen, in Verwendung††); die Erfindung derselben dürfte jedoch vom Bergrath Schitko stammen. Auf der Welle der Treibkörbe *t* Fig. 351 befindet sich eine Trommel *s*, von welcher das Seil *n* zu einem belasteten Karren *g*, dem Ausgleichungshund läuft. Dieser bewegt sich auf einer Bahn von

*) Allg. B. u. H. Zeitung, 1862, 4. Bd. S. 223.

**) Oest. Zeitschrift für B. u. H. 1865, S. 90.

***) Hartmann's B. u. H. Ztg., 1843 Nr. 28; Preuss. Zeitschrift 1861, 9. Bd. S. 110.

†) Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1861, 7. Bd. S. 27.

††) Ebendas. S. 63.

abnehmender Neigung und sein Gewicht wirkt in ähnlicher Art auf die Treibkorbwelle wie das der Kette *k* Fig. 350, in der ersten Hälfte des Aufzuges abnehmend förderlich, da auch die Bahnneigung abnimmt; bei Begegnung der Fördergefässe befindet sich der Karren *g* auf dem horizontalen Bahnstück *b*, und wird danach wieder von *b* gegen *a* bewegt, daher sein Gewicht immer mehr hindernd wirkt. Die bei den Ausgleichungsketten hervorgehobenen Uebelstände waren der Grund, diesen beim Pferdegöpel des Amaliaschachtes zu Schemnitz aufgestellten Apparat wieder abzuwerfen. Die Herstellung der Bahn *ab* wäre auch bei nicht ganz dazu geeignetem Terrain sehr kostspielig.

Zu erwähnen ist ein neuerlicher Vorschlag*) von Nöggerath in Saarbrücken, nach welchem das Gewicht *g* Fig. 351 statt durch eine Bahn durch ein Seil *f* gestützt werden soll, das am obern Ende *c* einer Curve *cd* befestigt ist, welche die Evolute der Bahn *ab* darstellt, so dass das Seil *f* stets die Linie *cd* berührt und das Gewicht *g* den Weg *ab* beschreibt; für annähernde Ausgleichung kann auch die Bahn *cd* wegbleiben und genügt es, das Seil *f* an der Spitze *e* des gleichseitigen Dreieckes *abe* zu befestigen, das über der Verbindungslinie *ab* der höchsten und tiefsten Stellung von *g* beschrieben werden kann. Bei grosser Schachttiefe werden jedoch diese Einrichtungen mit nicht geringeren Uebelständen zu kämpfen haben als die vorigen.

Eine zweite Methode zeigt Fig. 355**); von der Trommel *s* an der Treibkorbwelle geht das Bandseil *n* zum Gewicht *g*, und windet sich in der ersten Hälfte des Aufzuges ab, in der zweiten auf; die veränderliche Wirkung wird dadurch hervorgebracht, dass die Windungen des Bandseiles ober einander liegen, daher dessen Spannung an einem veränderlichen Hebelsarm angreift. Beim Uebergang von der Ab- zur Aufwindung des Seiles *n* wirkt jedoch das Gewicht *g* erst förderlich und gleich darauf hindernd, daher der Widerstand nur unvollständig ausgeglichen ist.

Jarolimek***) macht folgenden Vorschlag zur theilweisen Ausgleichung des Seilgewichtes: In $^1/_3$ der Schachttiefe *H* Fig. 353 werden Aufsetzvorrichtungen, ähnlich den für die Schale verwendeten, jedoch an den anderen beiden Stössen jeder Förderabtheilung angebracht. Auf denselben ruhen entsprechend geformte Gewichte *g* gleich $^2/_3$ des Seilgewichtes *G*, durch welche die Förderseile laufen; die

*) Preuss. Zeitschrift 1861, 9. Bd. S. 67.

**) Revue universelle, 1863, 14. Bd. S. 44.

***) Oest. Zeitschrift für B. u. H. 1865, S. 81.

Gewichte sind, wie die Seitenansicht Fig. 354 zeigt, länger als die Schale, so dass letztere sich zwischen den Tatzen der Aufsetzvorrichtung auf- und niederbewegen kann. Zu Anfang des Aufzuges sitzt das eine Gewicht g_1 auf der niedergehenden Schale s_1, der Widerstand am Treibkorb ist daher $q + {}^1/_3\,G$, unter q die Förderlast verstanden. Nach $^1/_3$ des Aufzuges beträgt derselbe $q - {}^1/_3\,G$, da nun am aufgehenden Seil $q + {}^2/_3$ G, am niedergehenden $^1/_3\,G + {}^2/_3\,G$ wirkt. In diesem Momente wird das Gewicht g_1 von der niedergehenden Schale s_1 auf die Aufsetzvorrichtung abgelegt, daher der Widerstand um $^2/_3\,G$ wächst, also wieder gleich $q + {}^1/_3\,G$ wird. Da nach $^2/_3$ des Aufzuges die aufgehende Schale s das andere Gewicht g mitnimmt, erfolgt, wie leicht einzusehen ist, noch einmal dieselbe Aenderung des Widerstandes; der Aufzug lässt sich daher in drei Perioden theilen, in deren jeder der Widerstand von $q + {}^1/_3\,G$ bis $q - {}^1/_3\,G$ abnimmt, während sonst die Abnahme von $q + G$ bis $q - G$ erfolgt. Gegen das Projekt ist einzuwenden, dass die Aufmerksamkeit und Thätigkeit des Maschinenwärters dabei mehr in Anspruch genommen wird als sonst, da während jedes Aufzuges nicht nur drei allmälige sondern auch zwei plötzliche Aenderungen des Widerstandes vorkommen, welche zur Vermeidung von Stössen eine bedeutende Ermässigung der Fördergeschwindigkeit verlangen; ferner müssen die Förderabtheilungen wegen der Gewichte etwas länger sein, als sonst für die Schalen nothwendig wäre, endlich entsteht die Frage, ob das Auf- und Ablegen der Gewichte stets ohne Anstand erfolgen werde. Immerhin wären diesbezügliche Versuche wünschenswerth.

3) C o n i s c h e K ö r b e. Die beiden Treibkörbe $t\,t_1$ Fig. 358 erhalten eine c o n i s c h e statt der cylindrischen Oberfläche; die Seile $s\,s_1$ sind an den von einander entfernten Enden der Treibkörbe befestigt, und wie gewöhnlich über Seilscheiben in den Schacht geführt. Das Seil s gehe beladen aufwärts, das andere s_1 leer nieder. Bei fortschreitender Aufwindung wird das Gewicht von s kleiner, dagegen der Aufwindungshalbmesser, d. i. der Hebelsarm, an dem die Last wirkt, grösser; bei dem sich abwindenden Seil s_1 tritt das Umgekehrte ein, und es ist klar, dass bei entsprechender Form der Treibkorb-Oberfläche der auf einen bestimmten Halbmesser reduzirte Widerstand constant sein wird.

Die Theorie ergibt für eine vollständige Ausgleichung die in Fig. 358 bei t punktirt angedeutete Form der Aussenfläche; wegen leichterer Ausführung nimmt man in der Praxis diese Form einfach conisch und bestimmt die beiden Halbmesser $R\,R_1$ so, dass der Widerstand zu Anfang und zu Ende des Aufzuges gleich gross ist; wäh-

rend des letzteren kommen dabei keine grossen Abweichungen vom mittleren Widerstand vor. Seien wieder $q\,F\,G$ die Gewichte der Ladung, des Fördergefässes und des Seiles, und

(48) $\varrho = \frac{R + R_1}{2}$

der mittlere Halbmesser, so wirken zu Anfang $q + F + G$ am kleineren Halbmeser R hinderlich, F am grösseren R_1 förderlich, daher ist der anfängliche auf ϱ reduzirte Widerstand

(49) $W = \frac{(q + F + G)\,R - F\,R_1}{\varrho}$;

ebenso ergibt sich der schliessliche

(50) $W_1 = \frac{(q + F)\,R_1 - (F + G)\,R}{\varrho}$;

soll $W = W_1$ sein, so folgt

$$(q + 2\,F + 2\,G)\,R = (q + 2\,F)\,R_1$$

(51) . . . $R_1 = \left(1 + \frac{2\,G}{2\,F + q}\right) R = R\,L$, worin

(52) $L = 1 + \frac{2\,G}{2\,F + q}$

ist. Der kleinere Halbmesser R ist zu wählen, und dabei das über den Durchmesser cylindrischer Körbe Gesagte zu beachten, danach R_1 aus (51) zu ermitteln. Ist ferner H die Fördertiefe, e der parallel zur Treibkorbaxe gemessene Abstand der Axen zweier Seilwindungen, b die ebenso gemessene Korbbreite, so ergibt sich unter Vernachlässigung der Reservewindungen

(53) $b = \frac{H}{2\,\varrho\,\pi}\,e$

und wegen (48) und (51)

(54) $b = \frac{H\,e}{R\,(L + 1)\,\pi}$.

Liegen die Windungen dicht neben einander, so wird, wenn α Fig. 358 den Neigungswinkel der Seite des Kegels gegen die Axe, d den Seildurchmesser bedeuten,

$$e = d \cos \alpha\,;$$

nach der Figur ist aber

$$R_1 - R = b \operatorname{tang} \alpha.$$

Multiplizirt man beide Gleichungen, so ergibt sich mit Rücksicht auf (51)

$$e\,R\,(L - 1) = b\,d \sin \alpha,$$

$$\sin \alpha = \frac{e\,R\,(L - 1)}{b\,d},$$

und wenn man hierin den Werth von b aus (54) einführt,

$$(55) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \sin \alpha = \frac{R^2 (L^2 - 1) \pi}{H d}.$$

Hat man nach (55) $\sin \alpha$ berechnet, so folgt aus der Figur

$$b = \frac{R_1 - R}{\tan g \, \alpha}.$$

Wegen der Reservewindungen ist diesem Werth am schmalen Ende des Kegels noch etwas zuzugeben.

Bei grosser Schachttiefe ist nun das Seilgewicht G, daher nach (52) L gross, und da in (55) das Quadrat dieser Grösse erscheint, wird $\sin \alpha$, d. h. die Steigung des Kegels so bedeutend, dass die Seilwindungen sich nicht gut neben einander legen.

Man kann dagegen helfen, indem man die Windungen durch eine nach einer Schraubenfläche geformte, um den Korb herumlaufende Wand trennt; in diesem Falle wird e gleich der Seildicke d mehr der Wanddicke, ist also unabhängig von α, und b ergibt sich nach (54). Diese Gleichung zeigt aber, dass mit wachsendem e die Breite b des Korbes zunimmt.

In beiden Fällen wächst ferner nach (51) der grössere Halbmesser R_1 mit dem Seilgewicht G, daher mit der Schachttiefe.

Gerade bei tiefen Schächten also, wo die Ausgleichung von besonderem Werth ist, erhalten die Steigung oder die Breite des Kegels und nebstdem R_1 unpraktische Werthe. Man muss sich in diesen Fällen mit einer theilweisen Ausgleichung begnügen, indem man nebst R noch R_1, und zwar kleiner als nach (51) wählt. Dadurch wird indessen nur dem einen Uebelstand abgeholfen; denn die Breite b ergibt sich nun, da die Beziehung (51) wegfällt, nach (53) und (48)

$$b = \frac{H e}{2 \varrho \pi} = \frac{H e}{(R_1 + R) \pi},$$

grösser als früher, weil R_1 kleiner ist. Die Treibkorbbreite darf allerdings grösser sein als bei cylindrischen Körben, weil die regelmässige Seilaufwindung durch die Scheidewand, und bei Mangel derselben durch das Bestreben des Seiles, gegen die kleine Grundfläche des Kegels zu gleiten, besser gesichert ist; doch tritt bei wachsender Schachttiefe bald die Grenze ein, wo man mehrere Reihen von Seilwindungen anzunehmen, daher von der Anwendung des conischen Korbes abzugehen genöthigt ist.

Wo daher conische Körbe vorkommen, ist ihre Benützung oft hauptsächlich durch den genannten Vortheil der besseren Seilaufwindung begründet, wenn dazu ein besonderes Mittel nothwendig scheint; z. B. wenn die Treibkorbwelle senkrecht zur Ebene

der beiden in den Schacht hängenden Seile gelegt werden muss, daher die Seilstücke zwischen Körben und Seilscheiben gegen letztere convergiren.*) Allerdings bleibt der Vortheil der Ausgleichung auch bei geringeren Schachttiefen nicht ohne Belang.

Die Construktion ist am einfachsten wie für cylindrische Körbe auszuführen, nur müssen beide Korbscheiben verschiedene Durchmesser erhalten; in die kegelförmige Holzverschallung wird eine nach einer Schraubenlinie fortlaufende Nuth eingedreht. Auch werden Körbe mit ganz gusseissernem Umfang analog zu Fig. 326 (S. 183) construirt, und die erwähnte Nuth gleich beim Gusse hergestellt.

Die Berechnung der Maschinen mit conischen Körben erfolgt wie für solche mit Spiralkörben.

4) Spiralkörbe (Bobinen) mit Bandseilen. Diese bestehen aus einem cylindrischen Kern t Fig. 356 und 357 von geringer Breite, an welchen sich zwei Systeme von radialen Armen a anschliessen, deren Enden durch schwache Kränze k verbunden sind. Das Seil ist ein Bandseil, dessen Windungen sich auf dem Kern t über einander legen, und welches durch die Kränze k gehörig zwischen die Arme a eingeführt wird. Da bei dem beladen aufgehenden Seil der Hebelsarm der Seilspannung wächst, während das Seilgewicht abnimmt, bei dem niedergehenden Seil das Umgekehrte stattfindet, so leuchtet ein, dass wie früher eine Ausgleichung erreichbar ist. Der Windungshalbmesser nimmt nach jeder Umdrehung um die Seildicke zu, die Zunahme erfolgt also gleichförmig wie beim conischen Korbe mit geraden Seiten; die Ausgleichung ist daher keine vollständige, doch sind die Abweichungen nicht sehr bedeutend.

Denselben Zweck wie durch Bandseile hat man durch geringe Breite der cylindrischen Körbe für Rundseile, welche sich dann in mehreren Windungsreihen über einander legen müssen, zu erreichen gesucht; dadurch leidet aber das Seil und wird die Ausgleichung nur sehr unvollständig.

Berechnung der Bobinen und Bandseile. Der Spiralkorb kann als ein conischer betrachtet werden, bei welchem der Winkel α Fig. 358 gleich 90^0 ist; es ergibt sich also wie unter (51)

$$(56) \quad \ldots\ldots \quad \begin{cases} R_1 = RL, \text{ worin} \\ L = 1 + \dfrac{2G}{2F+q} \end{cases}$$

ist, und R_1 R den Halbmesser der äussersten und innersten Windung des Bandseiles bedeuten.

*) Wie z. B. am Erbreichschacht II. der Königsgrube.

Bezeichnen d_1 die Dicke des Bandseiles, H die Schachttiefe, so ist Hd_1 die Vorderfläche des in den Schacht hängenden, $(R_1^2 - R^2)\pi$ die des aufgewundenen Seiles, und da beide Flächen gleich sind, folgt

$$H d_1 = (R_1^2 - R^2)\pi,$$

und wenn man H in Metern, die sonstigen Längen in Centimetern ausdrückt, wegen (56)

$$100 H d_1 = R^2 (L^2 - 1)\pi$$

(57) . . . $$R = 10\sqrt{\frac{H d_1}{\pi (L^2 - 1)}}.$$

Der Halbmesser R der innersten Windung ist also nicht mehr willkürlich, sondern durch (57) bestimmt. Soll die Spannung der Drähte durch die Biegung nicht zu gross werden, so muss ferner der kleinste Windungsdurchmesser $2R$ mindestens den bei Rundseilen S. 8, Formel (7) angegebenen Werth besitzen, also

(58) $$R \geqq \frac{2 a \varepsilon \delta}{\pi (S - \mathfrak{A})}$$

sein; bezeichnet endlich n_1 die Zahl Drähte des Bandseiles, so ergibt sich analog zu (5), S. 7, da Q gleich dem Gewicht der Ladung sammt Fördergefäss ist,

(59) $$n_1 \delta^2 = \frac{F + q}{a \mathfrak{A} - b H}.$$

In diesen Formeln sind für a und b die S. 6 und 7 angegebenen Werthe zu setzen. Ueber dieselben kommt zu bemerken, dass für ein Bandseil eine schöne Rundung der dasselbe zusammensetzenden Rundseile nicht erforderlich ist, daher die Winkel α_1 und α_2 auch kleiner genommen werden; für $\alpha_1 = \alpha_2 = 8^0$ ergibt sich bei 2 facher Drehung

(60) $a = 0{\cdot}77,\ b = 0{\cdot}66$;

dreifache Drehung wird bei Bandseilen kaum vorkommen.

Die Dicke d_1 des Bandseiles ist wegen der Verbindungsdrähte etwas grösser als die der Rundseile. Man kann analog zu der S. 5 gegebenen Formel (1) setzen

(61) $d_1 = (1{\cdot}5\sqrt{n} + 1)\,\delta$,

worin n die Zahl Drähte des Rundseiles bedeutet.

Das Seilgewicht G wird nach Formel (2) auf S. 6

(62) $G = b\, n_1\, \delta^2 H$,

wobei die Schachttiefe H in Metern zu setzen ist. Nimmt man wie bei Rundseilen $S = 2800$ und $\varepsilon = 1{,}800{,}000$, so ergeben sich die nachstehenden Formeln zur Berechnung:

Für $\alpha_1 = \alpha_2 = 17^0$, $a = 0{\cdot}718$, $b = 0{\cdot}706$
„ „ 8^0, $a = 0{\cdot}77$, $b = 0{\cdot}66$

(59) $n_1 \delta^2 = \dfrac{F + q}{a \mathfrak{A} - b H}$

(62) $G = b n_1 \delta^2 H$

(61) $d_1 = (1{\cdot}5\sqrt{n} + 1) \delta$

(52) $L = 1 + \dfrac{2G}{2F + q}$

(57) $R = 10\sqrt{\dfrac{H d_1}{\pi (L^2 - 1)}}$

(58) $R \geqq \dfrac{1{,}146000\, a}{2800 - \mathfrak{A}} \delta$

(56) $R_1 = R L.$

In diesen Formeln bedeuten H die Schachttiefe in Metern, für die anderen Grössen sind Kil. und Centimeter die Einheiten. Man berechnet zuerst $n_1 \delta^2$ aus (59), wobei für q die Förderlast, für F das Gewicht des Fördergefässes zu setzen und die Belastungsspannung $\mathfrak{A}$ zu wählen ist. Man kann $\mathfrak{A}$ gleich 800 bis 1200, bei tiefen Schächten bis 1600 nehmen (vergl. das bei Berechnung der Rundseile S. 10 Gesagte). Nun bestimmt man die Gesammtzahl n_1 Drähte und den Drahtdurchmesser δ so, dass n_1 ein Vielfaches der gewählten Zahl n Drähte des Rundseiles, und δ nicht kleiner als etwa 0·15 Cent. wird. Ergeben die angenommenen Werthe von n_1 und δ einen anderen Werth $n_1 \delta^2$ als (59), so muss umgekehrt aus (59) der genaue Werth von $\mathfrak{A}$ ermittelt und bei der folgenden Rechnung eingeführt werden. Hierauf bestimmt man aus (62) und (61) das Gewicht G und die Dicke d_1 des Bandseiles, aus (52) die Hilfsgrösse L, dann aus (57) den kleinsten Windungshalbmesser R, und untersucht, ob dieser der Bedingung (58) Genüge leistet; ist dies der Fall, so erhält man schliesslich aus (56) den grössten Windungshalbmesser R_1.

Genügt der Werth R der Beziehung (58) nicht, so nimmt man n_1 grösser, δ kleiner oder $\mathfrak{A}$ grösser, oder bei annähernd gleichem n_1 die Zahl n Drähte im Rundseil grösser an; im letzteren Fall ergibt sich d_1, daher R grösser. Ist bei zulässiger Grösse von δ das Ziel nicht zu erreichen, so muss man sich mit einer theilweisen Ausgleichung begnügen, indem man nach Feststellung der Werthe von n_1 und δ den Halbmesser R der Bedingung (58) gemäss annimmt; die Gleichung (56) fällt dann weg und R_1 ergibt sich aus dem geometrischen Zusammenhang, da nach der früheren Ableitung

$$H d = (R_1^2 - R^2)\, \pi,$$

$$R_1 = \sqrt{R^2 + \frac{Hd}{\pi}}$$

sein muss.

Die Zahl der Rundseile im Bandseil ist gewöhnlich gleich 4 bis 8, daher $n_1 = 4n$ bis $8n$. Man wird sich überzeugen, dass bis zu Schachttiefen von 600^m und mehr noch eine vollständige Ausgleichung erreichbar ist.

Beispiel 1) Es sei $H = 400^m$, $F = 1600$ und $q = 1400$ Kil. Für $\mathfrak{A} = 1000$ und $a = 0{\cdot}77$, $b = 0{\cdot}66$ wird

$$n_1 \, \delta^2 = 6;$$

nimmt man 4 Rundseile zu 36 Drähten, also $n_1 = 144$ an, so erhält man nahe

$$\delta = 0{\cdot}2 \text{ Cent.};$$

behält man diesen Werth bei, so folgt aus (59) der genaue Werth von $\mathfrak{A}$

$$\mathfrak{A} = \frac{b}{a} H + \frac{F + q}{a n_1 \delta^2} = 1020,$$

und nun ergibt sich weiter

$$G = 1520 \text{ Kil.}, \; L = 1{\cdot}661, \; d_1 = 2,$$
$$R = 121 \text{ Cent.}$$

Nach (58) soll

$$R \geqq 99$$

sein, daher die Forderung (58) erfüllt ist, und der grössere Halbmesser $R_1 = 201$ Cent. wird.

2) Sei wie oben $F = 1600$, $q = 1400$ Kil., dagegen $H = 600^m$, so wird für $\mathfrak{A} = 1400$, $a = 0{\cdot}77$, $b = 0{\cdot}66$

$$n_1 \, \delta^2 = 4{\cdot}40,$$

für $n_1 = 4n = 4 \,.\, 36 = 144$

$$\delta = 0{\cdot}175 \text{ Cent.},$$

$G = 1742$ Kil., $d_1 = 1{\cdot}75$ Cent., $L = 1{\cdot}76$

$$R = 126 \text{ Cent.};$$

nach (58) soll

$$R \geqq 110 \text{ Cent.}$$

sein, es genügt also der obige Werth und wird schliesslich

$$R_1 = 221 \text{ Cent.}$$

Soll für $\mathfrak{A}$ der frühere Werth 1000 beibehalten werden, so ergibt sich aus (59)

$$n_1 \, \delta^2 = 8{\cdot}0$$

daher aus (62)

$$G = 3170 \text{ Kil}$$

Wegen dieses grossen Gewichtes ist den vorigen Werthen der Vorzug zu geben.

Berechnung der Dampfmaschine für conische und Spiralkörbe. Setzt man den auf den mittleren Halbmesser

$$\varrho = \frac{R_1 + R}{2}$$

reduzirten Nebenwiderstand w annähernd constant und entsprechend dem bei Berechnung der Dampfmaschinen mit cylindrischen Körben dafür angenommenen Werthe

(63) $w = 0{\cdot}04\ (q + F + G)$,

so ergibt sich nach (49) und (50) der gesammte anfängliche, auf ϱ reduzirte Widerstand

(64) $$W = \frac{(q + F + G)\,R - F R_1}{\varrho} + w,$$

der schliessliche

(65) . . $$W_1 = \frac{(q + F)\,R_1 - (F + G)\,R}{\varrho} + w,$$

endlich der nach Aufsetzen des leeren Fördergefässes vorhandene

(66) $$W_2 = \frac{(q + F)\,R_1 - G R}{\varrho} + w.$$

Bei vollständiger Ausgleichung ist $W = W_1 = q + w$, bei unvollständiger wird $W > W_1$, und müssen beide Werthe abgesondert berechnet werden. Die Dimensionen der Maschine sind nun nach den S. 148 gegebenen Formeln und Regeln zu ermitteln, nur ist in (14) und (25) statt R der mittlere Halbmesser ϱ zu setzen und unter v die mittlere Fördergeschwindigkeit zu verstehen. Bei constanter Winkelgeschwindigkeit der Treibkorbwelle sind die anfängliche und schliessliche Geschwindigkeit des aufgehenden Seiles beziehungsweise

$$\frac{R}{\varrho}\,v \text{ und } \frac{R_1}{\varrho}\,v;$$

beim niedergehenden treten diese Werthe in umgekehrter Ordnung auf, und es ist bei der Wahl von v zu beachten, dass die grösste Geschwindigkeit nicht zu hoch steige.

Auch kommt zu bemerken, dass sich die Fördergefässe nicht in der mittleren, sondern in grösserer Tiefe begegnen. Bei der Begegnung laufen zwar beide Seile vom mittleren Halbmesser ab, weil beide Körbe gleichviel Umgänge beschreiben, daher der eine so viel Windungen aufnimmt als der andere abgibt; da aber das eine Seil vom grössten Umfang ab-, das andere am kleinsten aufzulaufen beginnt, treffen die Seilenden erst unter der mittleren Tiefe zusammen.

Wenn man bei geringerer Schachttiefe den schliesslichen Widerstand W_2 der Berechnung der Maschine zu Grunde legt, so ergibt sich diese stärker als bei cylindrischen Körben, weil zu Ende des Aufzuges die Last am grössten, das förderliche Seilgewicht am kleinsten Halbmesser wirken; bei grösseren Tiefen dagegen, wo der anfängliche Widerstand W überwiegend und bei conischen und Spiralkörben kleiner ist als bei cylindrischen, erfordern erstere eine schwächere Maschine.

Wie schon Eingangs bemerkt, ist auch bei der sogenannten vollständigen Ausgleichung der Widerstand nicht constant. Die genaue Theorie liefert für Spiralkörbe nachstehende Formeln, in welchen W_1 den kleinsten und W den grössten während der Bewegung der Fördergefässe vorkommenden Widerstand, U, U_1 und M Hilfsgrössen bezeichnen und die sonstigen Buchstaben die frühere Bedeutung haben:

a) Für vollständige Ausgleichung ist

$$U = 0{\cdot}192\, G \left(\frac{L-1}{L+1}\right)^2$$

$$W = q + U + w$$

$$W_1 = q - U + w.$$

b) Für unvollständige Ausgleichung ist

$$M = \frac{2\,\varrho\,(R_1 - \varrho)\,(q + 2\,F)}{3\,G} + \frac{R_1^2}{3} - \varrho^2,$$

die Hilfsgrösse U_1 gleich dem grösseren der beiden Werthe

$$\frac{M\sqrt{M}}{R_1 - \varrho} \text{ und } \frac{(R_1 - \varrho)^2 - 3\,M}{2},$$

und wenn M negativ ist, gleich dem zweiten Werth zu setzen,

$$W = q + w + \frac{G}{\varrho^2}\, U_1,$$

$$W_1 = q + w - \frac{G}{\varrho^2}\, U_1.$$

Diese Werthe differiren jedoch nicht sehr von den früher ermittelten.

Förderung mit Spiral- und conischen Körben aus verschiedenen Tiefen. Soll mit diesen Körben aus verschiedenen Tiefen gefördert werden, so muss einer derselben beweglich sein und bei Aenderung der Fördertiefe das Seil umgelegt werden. Der grösste Windungshalbmesser R_1 bleibt dabei ungeändert, da das Seil des ganz aufgezogenen Gefässes stets dieselbe Stellung am Korb einnimmt; die Abwindung erfolgt jedoch auf verschiedenen Tiefen $\mathfrak{H}$, daher auch der kleinste Halbmesser $\mathfrak{R}$ veränderlich wird. Man hat nun Seil und Körbe erst auf die grösste Fördertiefe zu berechnen, dann die bei den geringeren Tiefen sich ergebenden Widerstände zu ermitteln.

Bei beiden Arten von Körben ist die Fläche $H\,d$ des in den Schacht hängenden Seiles proportional der Projektion des aufgewundenen Seiles auf eine zur Korbaxe senkrechte Ebene, daher für die Förderung aus der grössten Tiefe

$$Hd = Const. (R_1^2 - R^2)\,\pi$$

und für die Förderung aus geringerer Tiefe

$$\mathfrak{H}d = Const. (R_1^2 - \mathfrak{R}^2)\,\pi;$$

aus beiden Gleichungen folgt

$$\frac{\mathfrak{H}}{H} = \frac{R_1^2 - \mathfrak{R}^2}{R_1^2 - R^2},$$

$$(67) \quad \ldots \quad \mathfrak{R} = \sqrt{R_1^2 - \frac{\mathfrak{H}}{H}(R_1^2 - R^2)},$$

und man erhält die Widerstände W, W_1 und W_2, wenn man in (64) bis (66) $\mathfrak{R}$ statt R einführt, wobei ϱ unverändert dem arithmetischen Mittel von R_1 und R gleichzusetzen ist. Diese Rechnung ist, da die Widerstände sich ändern, für alle verschiedenen Fördertiefen $\mathfrak{H}$ durchzuführen und bei Berechnung der Maschine hat man für W und W_2 die grössten erhaltenen Werthe, für W_1 den kleinsten zu setzen.

Es zeigt sich, dass bei abnehmender Fördertiefe W bis zu einem Maximum steigt, dann abnimmt; mit dem Werth W_1 verhält es sich umgekehrt und W_2 wächst continuirlich. Zur Förderung aus verschiedenen Tiefen ist also eine stärkere Maschine nothwendig und diese arbeitet am ungünstigsten bei den mittleren Tiefen, wo W und W_1 am meisten differiren.

Construktion. Fig. 343 und 344*) zeigen eine zweckmässige Construktion einer Bobine. Diese ist aus einem gusseisernen Kern und hölzernen Armen zusammengesetzt, die aussen wieder durch gusseiserne Kränze verbunden sind. Der Kern besteht aus einer Nabe, an die sich Arme schliessen, deren Querschnitt nach *MN* Fig. 345 zeigt. Die Arme vereinigen sich zu einem cylindrischen Kranze *k*, der als Auflage für das Bandseil dient. Zwischen vorspringenden Leisten *l* sind die Holzarme *a* eingesetzt und durch Schrauben befestigt. Die Segmente des gusseisernen Kranzes *K* erhalten den aus Fig. 343 ersichtlichen Querschnitt, um das Bandseil sicher zwischen die Arme *a* zu leiten; aus diesem Grunde divergiren auch letztere etwas gegen Aussen. Die erste Windung des Bandseiles wird durch Eisenplatten *p* Fig. 344 und Schrauben gegen Ansätze des Kranzes *k* befestigt; da nun die folgende Windung auf den Platten *p* liegen muss, wird der Zwischenraum der letzteren längs des ganzen Umfanges mit einer Einlage ausgefüllt. Statt dessen kann man auch das Seil durch einen Schlitz im Kranz *k* ziehen und an der Innenseite des letzteren festschrauben.

*) Burat, Material d. Steinkohlenbergb., deutsch v. Hartmann, Taf. 15.

Die Breite des Kranzes *k* soll etwas grösser als die des Bandseiles, der Halbmesser wegen der vorräthigen 6—10 Windungen kleiner als R sein. Die Welle ist wie für cylindrische Körbe zu berechnen und für PR der Maximalwerth des statischen Momentes der Seilspannung zu setzen; der genannte Werth kann zu Anfang oder zu Ende des Aufzuges eintreten. Die Arme müssen etwas grössere Länge als R_1 erhalten, und ihre in Fig. 343 erscheinende Breite darf nicht zu gering sein, weil die Windungen besonders der frisch getheerten Seile von einander abzugleiten suchen und auf die Arme einen Seitendruck ausüben. Aus diesem Grunde sind schmiedeiserne Arme nicht zweckmässig; gusseiserne werden an der Innenseite mit Brettern verkleidet, um das Seil zu schonen, sind aber auch weniger zu empfehlen als hölzerne.

Die äusseren Kränze werden mitunter aus Holz, der Kern aus zwei eisernen Scheiben mit gleichfalls hölzerner Ausfüllung hergestellt. Den Kern einer beweglichen Bobine zeigt Fig. 362; derselbe besteht aus zwei Hälften, welche durch Bolzen *c* mit der auf der Welle festen Nabe *a* verbunden sind; nach Entfernung der Bolzen *c* ist die Bobine drehbar. Zwischen den Leisten *b* werden die Holzarme durch Schrauben befestigt, welche durch beide Hälften des Kernes gehen, um diese auch nach Entfernung der Schrauben *c* in Verbindung zu erhalten. Bei *e* schliessen sich beide Kernhälften dicht an einander, gegen die Nabe *a* müssen sie etwas Spielraum besitzen, um sich auf dieser drehen zu können. Die Stärke der Bolzen *c* ist wie auf S. 180 zu berechnen und dabei für PR derselbe Werth zu setzen, wie bei Berechnung der Bobinenwelle.

Nach Fig. 361 werden zum gleichen Zwecke die beiden Hälften *b* des Bobinenkernes durch Schrauben *c*, welche zwischen den Holzarmen durchgehen, gegen die doppelt conische Nabe *a* angezogen, daher nur durch die Reibung mitgenommen; die Arme sind dabei durch abgesonderte Schrauben an den zugehörigen Theilen des Kernes befestigt. Diese Verbindung dürfte wie die analoge bei cylindrischen Körben für grosse Kräfte nicht verlässlich genug sein.

Ferner keilt man neben der losen Bobine eine Nabe auf der Welle auf und schraubt erstere daran fest.*)

Am wenigsten empfehlenswerth ist die öfters vorkommende Einrichtung, bei welcher der Befestigungskeil der Bobine selbst abgenommen und nach erfolgtem Umlegen des Seiles in jene von mehreren zu diesem Zweck an der Nabe vorhandenen Nuthen ein-

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1862, 7. Bd. S. 480.

getrieben wird, welche mit der Nuth an der Welle correspondirt. Dieser Vorgang ist unbequem und führt eine baldige Abnützung der Nuthen herbei.

Vortheile der Bandseile und Bobinen. Die geringere Dicke der Bandseile gegen Rundseile wird als Vortheil angesehen; in der That dürfte wegen der Biegung nicht nur ein geringer Drahtdurchmesser, sondern auch eine kleine Seildicke zweckmässig sein. Bandseile zeigen ferner weniger Bestreben zur Drehung und nützen sich nicht so rasch ab, weil ihre Windungen sich über einander legen. Die Bobinen können den Seilscheiben beliebig nahe gestellt werden, weil das zwischen beiden liegende Seilstück stets in derselben Vertikalebene bleibt. Wegen gleichförmigeren Widerstandes ist der Brennstoffverbrauch, und wenigstens bei grösserer Schachttiefe auch die nothwendige Stärke der Maschine geringer.

Durch Abhauen des unteren schadhaft gewordenen Endes ändern sich die Aufwindungshalbmesser, daher auch die Verhältnisse der Ausgleichung; man kann dagegen durch Auflegen von alten Bandseilstücken auf den Kern helfen. Ein Nachtheil ist, dass die mittlere Fördergeschwindigkeit kleiner sein muss als bei cylindrischen Körben. Doch werden Spiralkörbe in den meisten Fällen gute Dienste leisten und den anderen Ausgleichungsmitteln vorzuziehen sein. Sie finden in der That bedeutend mehr Anwendung als conische.

Bremsen.

Die im Gang befindliche Maschine muss zu beliebiger Zeit gehemmt werden können. Das Bedürfniss dazu ist vorhanden zu Ende der Aufzüge, bei Unfällen, und bei grosser Schachttiefe von dem Moment an, wo das niedergehende Seil das Uebergewicht über die Förderlast erhält. In den letzteren Fällen kann, wie unten besprochen, Gegendampf gegeben werden, zum Anhalten ist jedoch stets eine Bremsvorrichtung nothwendig, welche aus einem mit der Maschine verbundenen rotirenden Bremskranz und der eigentlichen Bremse besteht.

Soll die Bremse stets ihren Dienst leisten, so muss sie auf den ungünstigsten Fall berechnet werden. Ein Bruch an der Maschine ist nun am nachtheiligsten, wenn er in dem Augenblick erfolgt, wo die statischen Momente der Seilspannungen am meisten verschieden sind; ein Seilbruch dagegen, wenn beim Reissen des niedergehenden Seiles das statische Moment der Spannung des aufgehenden, nun allein auf die Körbe wirkenden eben den grössten Werth besitzt.

Der letzte Fall ist der gefährlichere, daher hat man den am Umfang des Bremskranzes nothwendigen tangentialen Widerstand $\mathfrak{P}$ gleich der auf den Halbmesser r desselben reduzirten grössten Seilspannung zu setzen. Diese ist bei cylindrischen Körben zu Anfang des Aufzuges vorhanden, es wird also

$$(68) \quad \mathfrak{P} = (q + F + G)\,\frac{R}{r},$$

unter R den Treibkorbhalbmesser verstanden. Bei conischen und Spiralkörben aber kann die auf r reduzirte Spannung des beladenen Seiles zu Anfang oder zu Ende am grössten sein, folglich ist der grössere der Werthe

$$(69) \quad \mathfrak{P} = (q + F + G)\,\frac{R}{r} \text{ und } \mathfrak{P} = (q + F)\,\frac{R_1}{r}$$

anzunehmen, wobei R den kleinsten und R_1 den grössten Windungshalbmesser bedeuten.

Bremskranz. Man lässt die Bremse oft unmittelbar am Schwungring wirken, welcher dann gut centrirt sein muss und nicht seitlich schwanken darf. Wegen des grossen Halbmessers ist ein geringer Druck $\mathfrak{P}$ nothwendig, dagegen die Hemmung der Treibkörbe vereitelt, wenn ein zwischen diesen und der Bremse liegender Maschinentheil bricht. Die Arme des Schwungrades müssen, wenn dasselbe zum Bremsen benützt werden soll, stark genug sein, um dem am Umfang wirkenden Druck $\mathfrak{P}$ mit ihrer relativen Festigkeit Widerstand zu leisten; sind sie zu schwach, so erfolgen bei zu rascher Hemmung Brüche. Aus diesem Grunde hat man den Versuch gemacht, das Schwungrad ohne Aufkeilung nur fest aufzuschieben*), um bei ungewöhnlichem Widerstand ein Gleiten zu gestatten; allein da man den Grad der Festigkeit des Aufsteckens nicht reguliren kann, wird entweder der Zweck nicht erreicht oder die Bremse wegen zu leichten Gleitens des Schwungrades unwirksam.

Sicherer ist es, die Bremse auf einen an der Treibkorbwelle fixen Bestandtheil wirken zu lassen. Man kann dazu einen der Treibkorbkränze benützen, der nach Fig. 327 (S. 179) zu construiren ist.

Bei Anwendung von Bobinen, an welchen sich ein Bremskranz nicht gut anbringen lässt, wird eine besondere Bremsscheibe auf der Treibkorbwelle festgekeilt. Die Construktion einer solchen Scheibe zeigen Fig. 363 und 364; dieselbe ist wegen ihrer grösseren Dimensionen aus zwei durch Schrauben verbundenen Stücken zusammengesetzt. Je kleiner der Halbmesser r einer solchen Scheibe genom-

*) Revue universelle 1860, 8. Bd. S. 256.

men wird, desto grösser muss $\mathfrak{P}$ sein. Man kann $r = 0{\cdot}6$ bis $1{\cdot}5^m$ setzen. Die Breite b des Kranzes ist bei Bandbremsen von der des Bandes abhängig, übrigens wegen geringerer Abnützung nicht zu klein zu nehmen, die Dicke beträgt 4 bis 6 Cent. An der Innenseite kann man eine Rippe anbringen. Die sonstigen Dimensionen sind wie für einen Treibkorb mit einer Scheibe (S. 179) zu bestimmen.

Am Umfang wird der Bremskranz zuweilen convex hergestellt oder erhält seitliche Rippen, um das Abgleiten der entsprechend geformten Bremse zu verhüten.

Bei Fördermaschinen aus den Werkstätten zu Haine St. Pierre*) ist eine Kurbelscheibe von $1{\cdot}75^m$ Durchmesser in Anwendung, welche zugleich als Bremsscheibe dient.

Häufig werden bei Fördermaschinen zwei Bremsen benützt, deren eine am Schwungrad oder dem festen Treibkorb angebracht, beim gewöhnlichen Gang, die andere am beweglichen Korb befindliche zur Feststellung desselben dient und bei Unfällen mitbenützt werden kann.

Backenbremsen. Die Bremsen sind zu unterscheiden in Backen- und Bandbremsen.

Eine Backenbremse einfacher Construktion zeigt Fig. 366; h ist der bei c drehbare Hebel, b der Bremsbacken aus Eichenholz, k der Bremskranz und r ein Handrad, das mittelst einer Schraubenstange und Kette den Hebel h aufzieht. Fig. 365 gibt das Detail; die Schraubenmutter ist in der Nabe des Handrades fest und kann sich wegen der Platte p vom Ständer s nicht entfernen.

Die Backen sind etwas in den Bremshebel einzulassen, damit ihre Befestigung beim Schleifen des Bremskranzes nicht gelockert wird. Behufs längerer Dauer stellt man auch die Fasern normal gegen den Kranz und schliesst den Backen in eine Blechhülse ein.**) Der Reibungscoëfficient kann für trockene Berührungsflächen gleich 0·5, daher der nothwendige Druck D Fig. 366 gleich 2 $\mathfrak{P}$ gesetzt werden.

Eine doppelte Bremse zeigt Fig. 394; die Bewegung erfolgt durch den Dampfcylinder c, dessen Kolben den Hebel h direkt, den anderen h_1 mittelst a anzieht. Soll der Druck beider Backen $b\,b_1$ gegen den Kranz gleich gross, also, wie sich aus dem Vorigen ergibt, gleich $\mathfrak{P}$ sein, so müssen sich die Längen der Hebelsarme a direkt wie die zugehörigen h und h_1 verhalten. Der genannte gleichmässige Druck

*) Burat, Mat. des Steinkohlenbergbaues, Taf. 27—29.

**) Bei einem Wassertonnenaufzug angewandt, Erfahrungen 1862, S. 15.

stellt sich, wenn auch anfänglich nicht vorhanden, durch Ausreibung der Backen bald von selbst her.

Eine doppelte Bremse mit vertikalen Hebeln $a a_1$ zeigt Fig. 378*); dabei ist z eine Stange zum Anziehen, b ein lose auf die Welle geschobener Hebel, welcher mittelst der Stangen $c c_1$ die Backen andrückt. Wenn die Oeffnung im Hebel etwas grösser ist als der Wellenquerschnitt, so kommen stets beide Backen zum Angriff. Die Theile $b c c_1$ sind doppelt, zu beiden Seiten des Bremskranzes angeordnet.

Das gleichmässige Andrücken ist auch bei der Fig. 367**) dargestellten Bremse einer Maschine mit hoch gelegener Welle von Quillacq erreicht; das Handrad h bewegt mittelst der Stange z den durch eine Schwinge e gestützten Balancier d und dieser die unten drehbaren gusseisernen Bremshebel c. Ein Gewicht an d hält für gewöhnlich die Bremse offen; dabei wird, da das ganze System labil ist, stets einer der Backen schleifen, doch nur einen sehr geringen Druck gegen den Kranz äussern.

Zu erwähnen ist noch eine Bremse, bei welcher zwei zur Ebene des Schwungringes parallel gelegte Hebel auf dessen Seitenflächen im unteren Theile wirken; es sollen dadurch die beim Anziehen der Bremse eintretenden Stösse vermieden werden.***)

Bandbremsen. Diese bestehen aus einer Eisenschiene s Fig. 380, welche einen grösseren Theil vom Umfang des Bremskranzes umschliesst, mittelst des Winkelhebels tcb angezogen und durch das Gewicht g für gewöhnlich offen erhalten wird. Zur Erhöhung der Reibung dienen Holzstücke, welche entweder am Bremsband durch von Aussen eingedrehte Schrauben, oder, jedoch seltener, am Bremskranz befestigt werden. Bei a wird das Band durch einen nach Fig. 368 geformten Support gestützt; zum Nachziehen des ausgeriebenen Bandes dient die Mutter m.

Sind S und S_1 Fig. 380 die Spannungen der Endstücke des Bandes, r der Halbmesser und s der umfasste Bogen des Bremskranzes, e die Grundzahl der natürlichen Logarithmen, f der Reibungscoëfficient, so muss bekanntlich, wenn man

(70) $N = e^{f \frac{s}{r}}$ setzt,

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1867, 13. Bd. S. 219.

**) Ebendas., Taf. 8.

***) Ebendas., 1868, 13. Bd. S. 470.

(71) $S_1 = \frac{\mathfrak{P}}{N-1}$

sein, und die Spannung S wird

(72) $S = N S_1$.

Zum Bremsen reicht es aus, bei b einen Zug S_1 hervorzubringen; nun ändert sich aber beim folgenden Aufzug die Drehungsrichtung, daher die Spannungen S und S_1 ihren Ort wechseln, und bei b die Spannung S nothwendig ist. Man hat $e = 2{\cdot}7183$, $f = 0{\cdot}5$, bei der Anordnung Fig. 380 s etwa gleich $0{\cdot}8\, r\pi$, daher

$$N = e^{0{\cdot}4\pi} = 3{\cdot}513,$$

(73) $S_1 = 0{\cdot}4\, \mathfrak{P}$, $S = 1{\cdot}4\, \mathfrak{P}$.

Nimmt man den grössten mit dem Fuss auszuübenden Druck gleich 70 Kil., so ergibt sich das Hebelsarm-Verhältniss

(74) $\frac{tc}{bc} = \frac{S}{70} = 0{\cdot}02\, \mathfrak{P}$.

Der Zapfen b ist auf den Druck S zu berechnen, der Zapfen c kann denselben Durchmesser erhalten, da die Richtungen von tc und bc wenig differiren und erstere Länge gegen die letztere gross ist; nach diesen Durchmessern ergibt sich die kleinste zulässige Länge bc und dann aus (74) tc. Das Band ist auf den Zug S zu berechnen, welcher jedoch bei a auch überschritten werden kann, wenn die Drehung in der Richtung des Pfeiles erfolgt, und bei b eine grössere Spannung als S_1 hervorgebracht wird, welcher Umstand namentlich bei selbstthätigen und Dampfbremsen zu berücksichtigen kommt. Es ist daher räthlich, 20fache Sicherheit anzuwenden und den Querschnitt q des Bandes

(75) $q = \frac{S}{200} = 0{\cdot}007\, \mathfrak{P}$ Quadratcent.

zu setzen. Die Dicke des Bandes ist wegen genügender Biegsamkeit nicht grösser als 1 bis 2 Cent. zu nehmen.

Eine von beiden Seiten zugleich anzuziehende Bremse*) von Dr. Meyer zeigt Fig. 383; darin sind a eine Zugstange zur Bewegung, bc die Drehpunkte zweier Dreiecke, an welchen das Band fest ist, d eine Verbindungsstange. Die Einrichtung kann dabei so getroffen werden, dass bei Drehung der Maschine nach beiden Richtungen der gleiche Druck erfordert wird. Denkt man sich die Bremse nach Fig. 379 analog wie die vorige durch einen Tritthebel To von der Länge c bewegt, und ist z die Spannung der Verbindungsstange, so wird

*) Civilingenieur 1862, neue Folge, 8. Bd. S. 446.

$$70\,c = Sb + za = Sb + \frac{b_1}{a_1}\,S_1\,a.$$

Bei umgekehrter Drehungsrichtung wechseln S und S_1 den Ort, und sollen wieder 70 Kil. Druck am Bremshebel hinreichen, so muss

$$70\,c = S_1\,b + \frac{b_1}{a_1}\,Sa$$

sein; aus beiden Gleichungen folgt

$$(S_1 - S)\,b = (S_1 - S)\,\frac{b_1}{a_1}\,a$$

$$\frac{b}{a} = \frac{b_1}{a_1}.$$

Man wird einfach $b_1 = b$ und $a_1 = a$ machen und hiemit folgt

$$70\,c = (S + S_1)\,b$$

und wegen (73)

(76) $\frac{c}{b} = \frac{S + S_1}{70} = \frac{1{\cdot}8\,\mathfrak{P}}{70} = 0{\cdot}026\,\mathfrak{P}.$

Da die grösste im Bremsband vorkommende Spannung gleich S ist, genügt 10fache Sicherheit und kann daher

(77) $q = \frac{S}{400} = 0{\cdot}0035\,\mathfrak{P}$ Quadratcent.

gesetzt werden.

Der zum Bremsen erforderliche Zug am Band, also auch das Hebelsarm-Verhältniss wird kleiner, wenn man nach Fig. 384 das Band g a n z u m d i e S c h e i b e legt und bei b mit dem Hebel bc verbindet; um das Schleifen der offenen Bremse besser zu vermeiden, hängt man dieselbe auch an einer oder zwei Ketten k auf, an welchen Gegengewichte angebracht werden können. Da das Band nahe den ganzen Umfang bedeckt, kann man

$$s = 0{\cdot}8\,.\,2\,r\pi = 1{\cdot}6\,r\pi$$

setzen, daher wird nach (70) bis (72)

(78) . . . $N = 12{\cdot}35$, $S_1 = 0{\cdot}088\,\mathfrak{P}$, $S = 1{\cdot}088\,\mathfrak{P}$,

das Hebelsarmverhältniss

(79) $\frac{tc}{bc} = \frac{S}{70} = 0{\cdot}016\,\mathfrak{P}$,

der Querschnitt des Bandes

(80) $q = \frac{S}{200} = 0{\cdot}0054\,\mathfrak{P}$ Quadratcent.

Wenn die Kette k so stark gespannt ist, dass das Band an der betreffenden Stelle nicht anliegt, so ändert sich dadurch das Spannungsverhältniss nur sehr wenig.

Das Band kann auch nach Fig. 372 befestigt werden; von den zwei Hebeln bc spannt c das Band, während b dasselbe nur festhält.

Desgleichen kann nach Fig. 369 das gleichzeitige Anziehen beider Enden erfolgen; man hat in diesem Fall für beide Drehungsrichtungen, wenn $ca = cb$ ist,

$$70\,\overline{ct} = (S + S_1)\,\overline{bc},$$

und wegen (78)

$$(81) \quad \ldots\ldots \quad \frac{ct}{bc} = \frac{S + S_1}{70} = 0{\cdot}017\,\mathfrak{P};$$

und da wieder S die grösste Spannung ist,

$$(82) \quad \ldots\ldots \quad q = \frac{S}{400} = 0{\cdot}0027\,\mathfrak{P}.$$

Eine doppelte, d. h. eine Bremse mit 2 Bändern ab zeigt Fig. 377; die Befestigung bei c kann charnierartig ausgeführt, das obere Band wieder aufgehängt werden. Durch die Benützung reiben sich beide Bänder in kurzer Zeit so aus, dass in denselben die gleichen Spannungen S und S_1 an den in der Figur angedeuteten Stellen eintreten; daher hat jedes Band nur die Hälfte des ganzen Reibungswiderstandes hervorzubringen und es wird nach (73)

$$(83) \quad \ldots\ldots \quad S_1 = 0{\cdot}2\,\mathfrak{P},\ S = 0{\cdot}7\,\mathfrak{P};$$

soll bei entgegengesetzter Drehung die Bremse gleichartig wirken, so müssen, wie leicht einzusehen, die Hebel, an welchen die Bänder befestigt sind, gleich lang sein. Ferner hat man, wenn die Länge dieser Hebel gleich a, die des Tritthebels c ist,

$$70\,c = (S + S_1)\,a = 0{\cdot}9\,\mathfrak{P}\,a$$

$$(84) \quad \ldots\ldots \quad \frac{c}{a} = 0{\cdot}013\,\mathfrak{P},$$

und den Querschnitt des Bandes

$$q = \frac{S}{400} = 0{\cdot}00175\,\mathfrak{P}.$$

Das Schleifen der nicht angezogenen Bänder wird am besten durch die Anordnung Fig. 381 *) verhütet, welche eine selbstthätige Bremse darstellt (s. Bewegungsmechanismen der Bremsen). Dieselbe Anordnung zeigt Fig. 382**), wo die Bremse mittelst Tritthebels t und Stange z angezogen und durch die am Balken b befestigte Feder f gelöst wird; man empfiehlt diese Einrichtung nur für kleine Maschinen bis zu 25 Pferdekräften.

Die folgende Zusammenstellung der Rechnungsresultate wird die Uebersicht derselben erleichtern. Setzt man das Hebelsarmverhältniss gleich $A\,\mathfrak{P}$, den Querschnitt des Bremsbandes gleich $B\,\mathfrak{P}$ Quadratcent., wobei $\mathfrak{P}$ in Kil. verstanden ist, so wird

*) Annales des mines, 1856, 5. Reihe, 10. Bd. S. 204.

**) Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1868, 14. Bd. S. 240.

in Fig.	380	$A = 0{\cdot}02$,	$B = 0{\cdot}007$
„	383	0·026	0·0035
„	384	0·016	0·0054
„	369	0·017	0·0027
„	377	0·013	0·00175.

Bei Fig. 383, 369 und 377 ist der gleiche Druck am Bremshebel bei beiden Drehungsrichtungen erforderlich, und die doppelte Bremse Fig. 377 im Ganzen die vortheilhafteste.

Bandbremsen erfordern eine kleinere Umsetzung und nützen sich wegen der grossen Reibungsfläche langsamer ab, sind daher auch mehr verbreitet als Backenbremsen.

Napier's Differentialbremse*) ist für Fördermaschinen wegen der wechselnden Drehung des Bremskranzes nicht wohl verwendbar, weil bei einer Richtung ein starker, bei der andern nur ein sehr geringer Druck erfordert wird, bei dessen Ueberschreitung das Band gefährdet ist.

Bewegungsmechanismen der Bremsen, Dampfbremsen. Die Bremse muss für den Maschinenwärter von seinem gewöhnlichen Stande aus bequem zu handhaben sein, daher nach Umständen eine Umsetzung mit Wellen und Stangen nothwendig ist. Die Bewegung erfolgt von Hand oder mit dem Fuss; letzteres ist zweckmässiger, weil der Wärter die Hände dann zu anderen Operationen frei hat.

Um eine Fussbremse angezogen zu erhalten, führt man nach Fig. 375 und 376 den Tritthebel t durch eine geschlitzte mit Zähnen versehene Stange h, welche, in der Richtung des Pfeiles gedreht, den Tritt und folglich auch die Bremse festhält.

Selbstthätige Bremsen Fig. 381 werden mittelst eines Gewichtes g angezogen, welches durch Nachlassen der unten an einen Nagel eingehängten Schnur s zur Wirksamkeit kommt. Sie sind indessen nur dann besonders am Platz, wenn, wie beim Abwärtsfördern, ununterbrochen gehemmt werden muss.

Ergibt sich ein grosses Hebelsarmverhältniss, so wendet man nach Fig. 382 doppelte Umsetzung an; je stärker jedoch die Umsetzung, desto grösser ist der nothwendige Drehungswinkel des Tritthebels. Oder man benützt ein Handrad Fig. 365 (S. 199), welches wieder die Dauer des Anziehens erhöht.

Bei starken Maschinen sind daher Dampfbremsen in Verwendung, wie bei der oben beschriebenen Anordnung Fig. 394; da-

*) Civilingenieur 1863, 9. Bd. S. 223; Zeitschr. deutscher Ing. 1864, 8. Bd. S. 65.

bei ist *e* das Dampfeinströmungsrohr, *z* eine Zugstange zur Bewegung des Dampfschiebers, von dessen Sitz ein Canal zum unteren Cylinderende, ein anderer zum Abströmungsrohr führt, mit welchem letzteren auch der Raum ober dem Kolben communicirt. Bei Berechnung der Kolbenfläche kann man den gegebenen, von der Kolbenstange auszuübenden Zug gleich 0·8 des Dampfüberdruckes auf den Kolben setzen.

Dampfbremsen erzielen die rascheste und kräftigste Wirkung und es ergeben sich dabei für die Hebel u. s. w. keinerlei Dimensionen, welche nicht leicht ausführbar wären; allein das Anziehen erfolgt mit einem Stoss, die Stärke des Bremsens lässt sich nicht reguliren, und der Apparat versagt den Dienst, wenn er einige Zeit ausser Thätigkeit war, weil der erkaltete Bremscylinder den Dampf condensirt. Man ist daher mit diesen Bremsen unzufrieden und hat sie an mehreren Orten wieder abgeworfen.

Den ersten beiden der oben erwähnten Uebelstände soll nach Dr. Meyer*) durch ein am Dampfcylinder angebrachtes Sicherheitsventil abgeholfen werden, dessen Belastungsgewicht am Hebel mittelst einer Zugstange verschiebbar ist; es entsteht jedoch die Frage, ob dadurch der Zweck genügend erreicht wird und scheint die Einrichtung deshalb nicht praktisch, weil sie den Maschinenwärter mehr beschäftigt.

Anwendung des Gegendampfes zum Bremsen. Eine länger dauernde Anwendung des Gegendampfes kommt vor bei tiefen Schächten, wenn das niedergehende Seil das Uebergewicht erhält, ferner beim Einlassen von Materialien.

Um Gegendampf zu geben, wird die Steuerung in die Stellung gebracht, welche dem umgekehrten Gang der Maschine entspricht. Die Dampfvertheilung erfolgt dann wie durch ein bei direkt verbundener Schieber- und Exzenterstange der Kurbel nacheilendes Exzenter. Es tritt, wie man sich mit Hilfe des Zeuner'schen Diagramms überzeugt, auf der Seite des Kolbens, wo sonst der Volldruckdampf wirkt, erst etwas Einströmung und Expansion, dann Ansaugen von Dampf und Luft aus dem Abblaserohr; auf der andern Seite kurz dauernde Ausströmung in das Abblaserohr, dann Compression und Gegendampf, beziehungsweise Ausströmung in den Kessel ein. Die Maschine wirkt also als Pumpe, welche mehr oder weniger Luft in den Kessel drückt. Die hemmende Wirkung ist um so geringer, je näher man den Steuerhebel der Mittelstellung bringt, und stets

*) Civilingenieur 1862, neue Folge, 8. Bd. S. 446.

kleiner als die Arbeit, welche die Maschine beim normalen Gang entwickeln kann.

Bei längerer Anwendung des Gegendampfes wird nun die Temperatur des Cylinders durch die Compression der Luft zu stark erhöht, auch sieht man das Einpumpen der Luft in den Kessel als nachtheilig an.

Das letztere ist vermieden, wenn man bei gesperrter Admission umsteuert, wobei statt des eigentlichen Gegendampfes nur Compression in dem Raum zwischen Cylinder und Admissionsschieber stattfindet, und wenn dieser Raum nicht sehr klein ist, keine ausgiebige Wirkung erzielt wird. Auch bleibt noch der Nachtheil der Temperaturserhöhung.

Hilt*) empfiehlt folgende zwei Methoden der Hemmung:

a) Man bringt im Ausblaserohr einen grösseren Behälter, und zwischen diesem und dem Dampfcylinder eine nicht ganz dicht schliessende Drosselklappe an. Der Behälter füllt sich beim normalen Gang mit Dampf und condensirtem Wasser. Vor dem Umlegen des Steuerungshebels wird die Drosselklappe zugedreht. Die Folge ist, dass statt Luft nur sehr verdünnter Dampf angesaugt wird, welcher bei der folgenden Compression keine hohe Temperatur annimmt. Bei grösserem Volum des Ausblaserohrs kann selbst der genannte Behälter wegbleiben, und genügt die Drosselklappe; denn da zu Anfang des Hubes etwas Dampf in den Cylinder tritt, auch während der Compression durch die Kolbenliederung dringt, kann keine Luft gesaugt werden. Bei diesem von Audemar in Frankreich zuerst angewendeten Verfahren wird die Stärke der Hemmung durch Stellung des Admissionsschiebers im Einströmungsrohr regulirt; je mehr derselbe geöffnet ist, desto schneller füllt der Gegendampf den Cylinder und desto stärker ist seine Wirkung.

Sind blos Gegenstände einzulassen, ohne dass gleichzeitig ausgefördert wird, hat also das niedergehende Fördergefäss von Anfang her das Uebergewicht, so muss der Steuerhebel zuerst derart gestellt werden, wie es zum Anheben erforderlich ist; dann wird der Admissionsschieber geöffnet, um die Last zu heben und die Aufsetzvorrichtung auszurücken, endlich die Drosselklappe im Ausblaserohr geschlossen und durch Verminderung der Admission, ohne Aenderung der Lage des Steuerungshebels, der Niedergang eingeleitet.

*) Preuss. Zeitschr. 1869, 17. Bd. S. 49; s. auch Chansselle im Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1868, 13. Bd. S. 371.

b) Die für Lokomotive bestimmte Dampfrepressionsbremse von Krauss. Dabei wird gar nicht umgesteuert, sondern durch einen geeigneten Vertheilungsapparat das Ausblaserohr gegen die äussere Luft abgeschlossen und mit dem Kessel in Verbindung gesetzt. Man hat dann einerseits vom Kolben der Reihe nach Einströmung, Expansion und wieder etwas Einströmung (durch das Ausblaserohr); anderseits Ausströmung von gespanntem Dampf in den Kessel (durch das Ausblaserohr), Compression und zuletzt wieder kurz dauernde Ausströmung in den Kessel (durch das Einströmungsrohr). Man sieht, dass dabei förderlich auf Bewegung theils Volldruck, theils die im Mittel kleinere Expansionsspannung, hindernd Volldruck und theilweise die im Mittel höhere Compressionsspannung wirkt, daher jedenfalls schon eine Hemmung stattfindet; diese ist jedoch die schwächste, welche bei ganz offenem Admissionsschieber erfolgt. Wird der letztere mehr geschlossen, so ergibt sich während der Einströmung und Expansion eine kleinere Spannung, so dass die fördernde Wirkung geringer wird, die hindernde ungeändert bleibt.

Da sich bei der Compression eine höhere als die Kesselspannung einstellt, muss der Schieber gut gegen Abheben gesichert werden. Ferner soll der Steuerhebel sich in der äussersten Stellung befinden, weil sonst die Compression noch mehr steigt und eine für die Maschinentheile gefährliche Höhe erreichen kann.

Diese Methode gestattet das kräftigste Bremsen; allein die Einleitungen dazu sind etwas zu umständlich. Sobald das niedergehende Seil das Uebergewicht erhält, muss die Verbindung zwischen Ausströmungskanal und Kessel hergestellt und möglichst gleichzeitig der Steuerhebel in die äusserste Stellung gebracht werden, um die geringste Compression zu erhalten, endlich ist der Admissionsschieber hinreichend zu öffnen, da anfangs die schwächste Hemmung erfordert wird. Weiters hat man nur, dem zunehmenden Seil-Uebergewicht entsprechend, durch Verminderung der Admission immer stärker zu bremsen.

Beim Einlassen von Materialien ist nach erfolgter Hebung des Fördergefässes und Ausrückung der Aufsetzvorrichtung der Steuerhebel ganz umzulegen und dann möglichst rasch der Ausströmungskanal mit dem Kessel in Verbindung zu setzen, damit das Fördergefäss keine beschleunigte Abwärtsbewegung erhält; um in dieser Beziehung ganz sicher zu gehen, wären nach Hilt die genannten Operationen bei angezogener Bremse auszuführen.

Jedenfalls sind beide Mittel der Beachtung werth und verdienen weiter studirt und durch Versuche erprobt zu werden.

Leitung des Seiles von der Maschine zum Schachte.

Von den Körben werden die Seile über Seilscheiben geführt, welche eine solide Unterstützung erfordern; für die zwischen Körben und Scheiben liegenden Seilstücke kommen bei grösserer Länge noch Tragrollen zur Verwendung.

Stellung der Seilscheiben. Die Seilscheiben sollen genau in Ebenen liegen, welche durch die Mitte der Treibkörbe gehen und senkrecht auf deren Welle stehen. Liegt die letztere parallel zu der Ebene, in welcher die beiden im Schacht hängenden Seile sich befinden, so ist auf der Welle der grösste Raum für die Körbe vorhanden; bei schräger Stellung wird derselbe kleiner und die Grenze bildet der Fall Fig. 388 und 389, wo die Axe der Treibkörbe senkrecht zur genannten Ebene liegt, daher die Körbe auf besondere Wellen gelegt, oder, wie früher bemerkt, conisch geformt werden.

Die Höhe der Seilscheiben ober dem Tagkranz soll so gross sein, dass das aufsteigende Gefäss dieselben nicht leicht erreicht, wenn das genau rechtzeitige Anhalten der Maschine versäumt wurde. Man hält sich in dieser Beziehung zuweilen an eine bestimmte Regel, indem man die genannte Höhe dem ein- bis zweifachen Treibkorb-Umfang gleichsetzt; bei rascher Förderung muss sie grösser sein als bei langsamer, für die leichter zu regierenden Zwillingsmaschinen kann sie geringer sein als für zweicylindrige. Man findet dieselbe meist gleich 12—16^{m}, ausnahmsweise nur 6^{m} oder bis 24^{m}.

Anderseits wird oft ein geringer Höhenunterschied zwischen Treibkörben und Seilscheiben als vortheilhaft betrachtet, daher man die ersteren so hoch als thunlich legt und den Maschinen mit oben liegenden Treibkörben den Vorzug gibt; das Seil soll nämlich weniger leiden, wenn dessen Theile an der Seilscheibe unter einem weniger spitzen Winkel zusammentreffen. Dies dürfte jedoch illusorisch sein, weil die Drähte stets gleich stark gebogen werden und der Unterschied nur darin besteht, dass sie auf der Seilscheibe etwas längere oder kürzere Zeit in gebogenem Zustand verbleiben.

Ist die Entfernung zwischen Seilscheiben und Treibkörben zu gering, so legen sich beim Aufwickeln die Windungen des Seiles in der einen Hälfte des Treibkorbes nicht dicht an einander und suchen in der zweiten über einander aufzusteigen. Die Entfernung, welche nothwendig ist, um den dichten Anschluss der Windungen bei Beginn des Aufwickelns zu erzielen, lässt sich berechnen; es sollte die Seildicke zum Umfang des Korbes sich verhalten, wie

dessen halbe Breite zu seiner Entfernung von den Seilscheiben. Die letztere ergibt sich aber dabei viel grösser als erfahrungsmässig nothwendig, was nur dadurch erklärbar ist, dass beim Aufwinden in der Holzverschallung sich Eindrücke bilden, welchen das Seil stets folgt. Man nimmt bei Hanfseilen eine Entfernung gleich der 20fachen, bei Drahtseilen gleich der 30fachen Treibkorbbreite als genügend an.

Construktion der Seilscheiben. Die Seilscheiben erhalten am Umfang eine Spur und werden auf eine beiderseits in Lagern ruhende Axe aufgekeilt.

Der Durchmesser derselben ist den bei Berechnung der Seile angegebenen Formeln entsprechend zu nehmen, und beträgt meist 2·5 bis 3 m. Bei grossem Durchmesser ist auch die Umfangsgeschwindigkeit der Zapfen, daher die Abnützung der sich reibenden Flächen kleiner.

Die Länge der Axen soll zur Verhütung von Seitenschwankungen der Scheibe mit dem Durchmesser wachsen, und kann für runde Seile etwa gleich $^1/_4$, für Bandseile gleich $^3/_8$ dieses Durchmessers gesetzt werden, falls der Abstand zwischen den Scheiben es zulässt. Bei Rundseilen namentlich findet man indessen oft geringere Längen. Die Stärke der Zapfen ergibt sich aus dem darauf lastenden Druck. Bezeichnen P die grösste vorkommende Seilspannuug, α den Winkel der an der Scheibe zusammentreffenden Seilstücke, so ist nach Fig. 388 der resultirende Druck auf die Axe

$$2\,P\cos\frac{\alpha}{2},$$

daher der Druck auf einen Zapfen halb so gross, und wenn letzterer aus Schmiedeisen besteht, ist sein Durchmesser

$$d = 0{\cdot}12\sqrt{P\cos\frac{\alpha}{2} + \frac{g}{2}}$$

zu setzen, unter g das Gewicht der Seilscheibe verstanden. Die Zapfenlänge kann

$$l = 1{\cdot}3\,d$$

genommen werden, und bezeichnet l_1 die Länge der Axe, so ergibt sich deren Durchmesser

$$d_1 = d\sqrt[3]{\frac{L}{l}}.$$

Die älteren Seilscheiben für Hanfseile wurden nach Fig. 373 und 374 aus drei Lagen von Holz, die mittlere mit radial gestellten Fasern, zusammengesetzt, mit Eisenringen und Platten o zur Aufnahme der quadratischen Axen beschlagen. Dieselben erhielten 1·3 bis 1·6 m Durchmesser. Für Drahtseile fallen bei dem grösseren

Durchmesser solche Scheiben zu plump, und wenn man sie aus Nabe, Kranz und Armen zusammensetzt, nicht genug solid aus.

Man verwendet daher gegenwärtig nur eiserne Scheiben, welche nach Fig. 370 und 371 mit geringen Stärken construirt werden können, da ihre Arme keinen tangentialen Druck zu übertragen haben. Die Nabe wird zweckmässig getheilt gegossen, die Spur ist nach Aussen zu erweitern, damit das Seil nicht so leicht auf den Rand aufläuft; der Boden der Spur soll wegen der Ausreibung durch das Seil 3·5 bis 4·5 Cent. Dicke erhalten. Auch muss bei langer Schurzkette die Spur weit genug sein, um jene im Nothfalle auflaufen zu lassen.

Fig. 385, dann 386 und 387 zeigen Seilscheiben für Bandseile mit ebener Spur, deren Boden eine kleinere Stärke erfordert als für Rundseile, weil die Ausreibung geringer ist. Der billigeren Herstellung wegen ist in Fig. 386 die lange Nabe nur an den Enden ausgebohrt.

Gusseiserne Seilscheiben mit schmiedeisernen Rundstangen als Armen werden in neuerer Zeit häufig angewendet. Fig. 399 und 400 zeigen diese Construktion. Die Arme, 20 bis 36 an der Zahl, werden entweder massiv mit 3 bis 4 Cent. oder nach der Figur hohl mit 5 Cent. Stärke hergestellt, im letzteren Falle mit Sand gefüllt; man giesst die Arme in Nabe und Kranz ein, und zwar möglichst kalt, damit sie sich nicht leicht lockern. Die Arme sind nach Fig. 399 schräg gestellt, um den Kranz gegen seitliche Schwankungen zu sichern; bei Scheiben für Rundseile liegen die äusseren Armenden alle in derselben Ebene. Die Scheibe wird auch aus zwei Hälften hergestellt, und deren Nabe und Kranz durch Flantschen mit Schrauben verbunden. Der Vortheil dieser Scheiben ist ihr geringeres Gewicht und ihre grössere Sicherheit.

Obschon die Spur sich am Seil vorzugsweise nur wälzt, tritt doch eine merkliche Abnützung beider ein. Die Seilscheiben sollen daher möglichst genau centrirt und aussen abgedreht sein, um dem Seil eine glatte Unterlage darzubieten.

Zur Schonung der Seile, welche namentlich auch durch die Reibung an den Rändern der Spur leiden, wendet man verschiedene Mittel an. Dazu gehört das Ausfüttern der Spur mit Holzsegmenten Fig. 392, welche durch Schrauben mit versenkten Köpfen befestigt werden; besser ist eine radiale Stellung der Holzfasern, in welchem Falle man bei *a* Holzschrauben eindreht. Das Seil reibt sich jedoch bald in dem Holzbelag eine Nuth aus, steigt häufig über deren Rand auf und fällt wieder hinein, wodurch sich nachtheilige Stösse ergeben.

Es wird dagegen nicht helfen, wenn man dem Holzbelag eine cylindrische Oberfläche von gewisser Breite gibt, welche dem Seil hin- und herzugleiten gestattet*), weil die erwähnte Nuth sich doch stets an der Stelle bildet, wo das Seil sich am längsten aufhält.

Eine Fütterung mit Blech hat sich noch weniger bewährt als die mit Holz.**)

Guttapercha ist schon lange bei den Seilscheiben der Fördermaschinen, dann auch bei den Leitscheiben der Seiltransmissionen in Anwendung. Die Guttapercha wird in erweichtem Zustand mit Schlägeln in eine Nuth Fig. 393 eingetrieben, auch in Form von Riemen, deren Enden man zusammenschweisst, benützt.***) Bei Seiltransmissionen bewährt sich in der That dieses Mittel, nicht so bei der Schachtförderung, wo die Seilspannung in der Regel bedeutend grösser ist.

Bei geringer Belastung hat sich die Bedeckung der Spur mit einer 4 Zoll breiten aus $^2/_5$zölligen Stricken geflochtenen Hanfgurte†), ja selbst nur mit 3 Lagen von Segeltuchstreifen insofern vortheilhaft gezeigt, als diese Umhüllungen leicht auszuwechseln sind; für schwunghafte Förderung und grosse Last würden sie nicht entsprechen, eben so wenig als die mit Kork, Leder oder Kautschuk; an den meisten Orten lässt man daher die Seile wieder einfach auf der Gusseisenfläche laufen.

Die Lager der Seilscheiben sind in gewöhnlicher Form auszuführen.

Unterstützung der Seilscheiben. Die Seilscheiben werden entweder unter Dach oder im Freien aufgestellt.

Im ersten Falle befinden sie sich gewöhnlich sammt Fördermaschine und Kesseln in dem sogenannten Schachthaus, welches für die Seilscheiben einen höheren Aufbau, den Schachtthurm erhält. Namentlich auf dem Continente sind Schachtthürme üblich.

In England, sowie an mehreren Orten Frankreichs und Preussens stellt man die Seilscheiben auch frei auf ein besonderes Seilscheibengerüst; bei rauhem Klima ist es jedoch nicht gerathen, die Scheiben und das Gerüst dem Einflusse von Frost, Schnee u. s. w. Preis zu geben, und sollten erstere stets überdeckt, das Gerüst mit

*) Oest. Zeitschr. für B. u. H. 1855, S. 260.

**) Hartmann's B. u. H. Zeitung, 1849, S. 200.

***) Oest. Zeitschr. für B. u. H. 1857, S. 149.

†) Ebendas. 1856, S. 14.

Brettern verschallt werden. Auf diese Art entstehen die viel verwendeten hölzernen Schachtthürme, welche sich an das aus Mauerwerk, Riegelwänden oder ganz aus Holz hergestellte Schachthaus anschliessen, mitunter auch durch einen Zwischenraum davon getrennt sind. Besondere Seilscheibengerüste werden nebstdem im Innern von gemauerten Schachthäusern aufgestellt, deren Wände dann weiter vom Schachte entfernt sein und im oberen Theil geringere Stärke erhalten können.

Für einen lang dauernden Betrieb werden bei ungünstigem Klima gemauerte Schachtthürme ökonomisch vortheilhafter sein als hölzerne oder ganz freistehende Gerüste, welche selbst in England nur 15—18 Jahre dauern.

Die Aufstellung der Seilscheiben in einem gemauerten Schachtthurm zeigen Fig. 403 und 404; dabei sind *t* die Seilscheiben, *r* Rostschliessen, *c* Deckenträme, *b* Tragbalken für die durch Kappen *z* verbundenen Gerüste, welche den Lagern der Seilscheiben zur Unterlage dienen, *s* von den Ecken der Förderabtheilungen heraufgeführte Stützbalken, *f* die Leitsparren. Die Tragbalken der Seilscheiben-Lager liegen auf grössere Länge frei, da eine gewisse Elasticität derselben nicht unvortheilhaft ist.

Eine andere Lagerung zeigen Fig. 390 und 391 *); die Tragbalken *bb* sind durch die Schachtsäulen *s* gestützt, der Träger *c* jedoch, dem diese Stütze fehlt, aus Eisen gefertigt; *f* sind wieder die Leitsparren, welche sich an den kurzen Seiten der Schalen befinden.

Isolirte Seilscheibengerüste werden aus Holz, in England auch aus Eisen gefertigt; im ersten Falle ist eine Verbindung der Hölzer mittelst eiserner Platten und Schrauben einer Verschneidung derselben vorzuziehen. Beim Entwurfe ist besonders der schiefe Zug der zu den Treibkörben hinablaufenden Seile zu berücksichtigen; das Gerüst wird wegen dieses Zuges mitunter gegen die Mauer des Maschinenhauses verstrebt.

Ein einfaches Gerüst von geringer Höhe zeigen Fig. 409 und 408 **); es besteht aus je zwei Schwellen *s*, Säulen *t*, Streben *ab*; einem Riegel *r* und einer Kappe *k*, an welchen die Stützhölzer *c* für die Lager befestigt sind.

Fig. 401 und 402 zeigen das Gerüst des Schachtes Nr. 12 der

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1868, 13. Bd. S. 451.

**) Ponson's Steinkohlenbergbau, deutsch v. Hartmann, S. 710.

Grube Grand Hornu in Belgien*); die grösste Seilspannung beträgt 10000 Kil. Dabei sind *a* Schwellen, *b* Säulen von 0·45m im Quadrat unten und 0·33m oben, *k* Kappen; *c* zwei durch Andreaskreuze verbundene Streben, *d* eine auf zwei Mauerpfeilern *p* ruhende Schwelle, *m* die Mauer des Maschinenhauses, *e* die Träger für die hoch gelegte Treibkorbwelle. Die Balken *c* sind durch Spreizen *f* und einen Unterzug *g* gestützt; ein an diesem befestigtes leichtes Gerüst trägt die Seilrollen *r*. Alle Balken sind am Zusammenstoss durch eiserne Schliessen und Schrauben verbunden.

Ein Gerüst von sehr grosser Höhe (die Seilscheiben-Axen 24·4m ober dem Boden) zeigen Fig. 397 und 398**); die zwei vertikalen Säulen *a* sind durch Andreaskreuze abgestrebt, durch horizontale Riegel mit den Spreizen *b* und durch schiefe mit *c* verbunden; die Seilscheiben-Lager ruhen auf den Köpfen der Stützen *d*, welche in *r* eingezapft und durch Bänder an der Kappe *k* befestigt sind. Die Balken *abc* wurden aus Tannenholz hergestellt, da Eichen von der nöthigen Länge nicht zur Verfügung standen.

Fig. 411 und 412***) endlich zeigen das Seilscheibengerüst einer zum Abteufen dienenden Maschine mit 25 Pferdekräften, welche kleine Lasten mit geringer Geschwindigkeit fördert, daher die geringe Höhe und Stärke des Gerüstes genügt.

Tragrollen. Bei grösserer Entfernung der Treibkörbe von den Seilscheiben werden die zwischen beiden liegenden Seilstücke durch Rollen gestützt, welche genügende Breite besitzen müssen, um einem Rundseil die bei der Auf- und Abwicklung stattfindende Richtungsänderung zu gestatten, und einen Durchmesser von 0·3 bis 0·5 Meter erhalten können. Sie werden mit Spurkränzen versehen, um das Abgleiten des Seiles zu hindern.

Diese Rollen sind nur durch das Gewicht des Seilstückes zwischen Treibkörben und Seilscheiben belastet, können daher ganz leicht construirt werden und erfordern auch keine besonders starke Befestigung. Man stellt sie aus Holz mit schmiedeiserner Axe oder aus Gusseisen her.

*) Ann. des mines, 1856, 5. Reihe, 10. Bd. S. 272. Die Zeichnung unterscheidet sich vom Original dadurch, dass die Schwellen *a* auf der Sohle liegend angenommen wurden.

**) Ann. des mines, 1852, 5. Reihe, 1. Bd. S. 466.

***) Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1868, 14. Bd. S. 241.

Nebenapparate.

Es erübrigt noch die Beschreibung einiger Apparate, welche, nicht zur Maschine selbst gehörend, deren Wartung erleichtern und Unfälle verhüten sollen, als: Vorrichtungen zum Signalisiren, zur Verhütung des zu hohen Aufsteigens des Fördergefässes, des Stosses beim Anhub u. s. w.

Signale aus der Grube. Diese sind nothwendig, um dem Maschinenwärter anzuzeigen, dass das Auswechseln der Fördergefässe am Füllort beendet sei.

Durch blosses Zurufen oder durch Anschlagen einer hölzernen Trommel Signale zu geben, ist nur bei geringer Tiefe möglich, da der Schall sich in einem Schachte, besonders wenn er gezimmert und mit Scheider versehen ist, nur auf kurze Distanz fortpflanzt.

Bei der Förderung mit Tonnen und Säcken gibt man hie und da Signale auf die Art, dass man das Seil, welches der „Stürzermeister“ am Tagkranz in der Hand hält, rasch und kräftig niederzieht. Dies ist jedoch bei Förderschalen nicht anwendbar, deren Seil gar nicht in das Füllort gelangt.

Meist wird eine Glocke, von welcher eine Litze oder ein schwaches Seil durch den Schacht hinabläuft, am Seilscheibengerüst befestigt; das Gewicht des Seiles ist durch einen Hebel mit Gegengewicht ausgeglichen.

Ferner verwendet man Signal- oder Klopfhämmer, welche, um eine horizontale Axe drehbar, mittelst eines in den Schacht hängenden Seiles gehoben werden und auf ein hohl liegendes Brett niederfallen.

Stangenleitungen aus Eisen von etwa 1·3 Cent. Stärke und 2·6 Cent. Breite pflanzen, mit einem Hammer angeschlagen, den Schall sehr weit fort; zu demselben Zweck können auch die Steigröhren der Schachtpumpen benützt werden.

Eine am Kessel der Fördermaschine angebrachte Dampfpfeife, welche mit einem durch den Schacht geführten Drahtseil verbunden ist, soll sich als zweckmässig erwiesen haben.*)

Sprachrohre**) werden mehrfach verwendet; man fertigt sie aus Zinkblech oder Weissblech mit 3 bis 5 Cent. Durchmesser, wo-

*) Berggeist 1866, S. 6.

**) Ponson's Steinkohlenbergbau, deutsch v. Hartmann, S. 750; Preuss. Zeitschrift 1860, 8. Bd. S. 193; Freiberger Jahrbuch 1856, S. 196; Hartmann's B. u. H. Zeitung 1851, 10. Bd.

bei der Schall sich auf 100 bis 150^{m} Länge fortpflanzt; auch aus Guttapercha mit 4 Cent. Durchmesser bei 130^{m} Länge.

Auf dem Steinsalzbergwerk zu Stassfurt wurde folgender, durch Luftbewegung wirksamer Apparat versucht. In einem kleinen Cylinder wird ein Kolben mittelst eines Hebels abwärts bewegt, und dadurch die Luft in ein 5 Linien weites Bleirohr gedrängt, welches bis ober Tags geführt ist; am Ende desselben ist entweder eine Pfeife befestigt oder es hängt ein Deckel mit Knopf davor, der vom Stoss der Luft gegen eine feststehende Glocke bewegt wird.*)

Eine $^1/_4$ Zoll weite Leitung aus Bleiröhren mit Pfeife wurde auf der Grube Gerhard Prinz Wilhelm bei Saarbrücken, eine aus 1 Zoll weiten alten eisernen Röhren am Skalleyschacht II. der Grube Duttweiler-Jägersfreude eingerichtet.**)

Harzé***) gibt nachstehende Einrichtung an. Im Schachte wird ein unten heberförmig aufgebogenes Rohr aufgestellt; nahe den beiden Rohrenden befinden sich Kolben, die mit Zeigern verbunden sind. Durch Bewegung des einen Kolbens wird das Signal vom Zeiger des anderen Kolbens wiedergegeben. Diese Einrichtung ist unpraktisch, denn abgesehen von dem grossen Wasserdruck wird man die Wassermenge im Rohr nicht constant erhalten können.

Elektro-magnetische Apparate†) sind in mehreren englischen und preussischen Schächten verwendet; man ist mit deren Leistungen so zufrieden, dass man oft kein Gewicht darauf legt, dem Maschinenwärter den Tagkranz sichtbar zu machen.

Unter den beschriebenen Apparaten sind Glocken oder Hämmer die einfachsten, welche auch zur Signalisirung durch den Schacht allein vollständig ausreichen. Nur bei mehrfacher Richtungsänderung ist ein Drahtzug unvortheilhaft. In den englischen Schächten werden zwei Signalzüge angebracht, um nach beiden Richtungen Zeichen geben zu können.

Indicatoren. Der Indicator, welcher bei keiner Fördermaschine fehlen sollte, ist der Apparat, welcher dem Maschinenwärter den jedesmaligen Stand des Fördergefässes im Schachte anzeigt. Man benützt dazu entweder vertikal auf- und niedergehende Gewichte, welche die Bewegung der Fördergefässe im Schacht in ver-

*) Preuss. Zeitschr. 1862, 10. Bd. S. 208.

**) Ebendas. 1863, 11. Bd. S. 262.

***) Freiberger B. u. H. Zeitung 1861, 20. Bd. S. 413.

†) Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Bd. S. 81.

kleinertem Massstab copiren, oder Zeiger, die an einer bogenförmigen Scala diese Bewegung andeuten.

Die erste Einrichtung zeigen Fig. 395 und 396. Ein an der Wand des Maschinenraumes befestigtes Brett *p* trägt am obern und unteren Ende drehbare Rollen *ab*, deren eine von der Treibkorbwelle durch eine Schnurtransmission in Bewegung gesetzt wird. Ueber die Rollen *ab* ist eine festgespannte Schnur gelegt, in welcher zwei Gewichte ff_1 eingeschaltet sind. Bei der abwechselnden Drehung der Treibkorbwelle bewegen sich die Gewichte wie die Fördergefässe, deren Stellung im Schachte aus einer am Brett angebrachten Scala zu entnehmen ist, welche die Höhen der Füllörter und sonstigen bemerkenswerthen Punkte zeigt. Das Brett kann schwarz angestrichen, die Scala mit weisser Farbe aufgetragen werden. Mit diesem Indicator ist ein unten beschriebenes Glockensignal verbunden.

Ein gleichfalls mit einem Glockensignal verbundener Indicator in Form eines Zeigers ist in Fig. 410 dargestellt; *z* ist der Zeiger, dessen Axe von der Treibkorbwelle aus bewegt wird, und *s* die Scala. Auf dieser die Schachteintheilung aufzutragen, könnte jedoch zu Irrungen Anlass geben, weil dann der Zeiger abwechselnd die Stellung des auf- und des niedergehenden Fördergefässes andeuten würde.

Signale für das Ankommen des Fördergefässes. Um dem Maschinenwärter die Nähe des aufsteigenden Gefässes deutlich bemerkbar zu machen und ihn zur Hemmung des Ganges zu veranlassen, wird von der Maschine selbst eine Glocke in Thätigkeit gesetzt, welche je nach der Fördergeschwindigkeit schon bei 30 bis 50^m Entfernung des Gefässes unter dem Tagkranz ertönen muss. Auch dieser Apparat soll bei keiner Schachtförderung fehlen.

Ein mit dem Indicator verbundenes Glockensignal zeigen Fig. 395 und 396a; letztere ist die Rückansicht. An einer durch das Brett *p* gesteckten Axe sind einerseits zwei Hebel $e\,e_1$, anderseits eine Gabel mit horizontalen Zacken $z\,z_1$ und dem Gegengewicht *c* befestigt, das auf einer der Widerlagen $n\,n_1$ ruht. Die Glocke *g* hängt an einer zwischen *z* und z_1 durchgehenden federnden Schiene. Das aufsteigende Gewicht *f* Fig. 395 legt mittelst des Hebels *e* die Axe um, wodurch die Glocke angeschlagen wird. Bei der folgenden umgekehrten Bewegung der Rollen *a b* gelangt *f* neben dem nun vertikal stehenden Hebel *e* unbehindert abwärts; danach wird durch f_1 die Glocke angeschlagen u. s. w.

Beim Indicator Fig. 410 wirken abwechselnd die Arme *n* und n_1 des Zeigers auf den Drücker *a* einer Glocke von der bekannten Einrichtung mit Hammer, der durch eine Feder angeschlagen wird.

Wegen seines präcisen Ganges am meisten verbreitet ist das Fig. 405a dargestellte, vom Indicator abgesonderte Glockensignal. Mit der Treibkorbwelle *a* ist centrisch die Schraubenspindel *b* verbunden, an welcher das Gewicht *c* mittelst einer Schraubenmutter beweglich und zwei Muffe *d* festgekeilt sind. Die Glocke *g* ist mit einer Eisenschiene *e* verbunden, die an einer oder zwei Federn aufgehängt werden kann. Die Schraubenmutter an *c* ist beiderseits, und jeder Muff *d* an der gegen *c* gekehrten Seite mit schief ansteigenden Kupplungszähnen versehen. Bei Drehung der Treibkorbwelle rückt *c* parallel zu seiner Stellung vor, bis die Kupplung der Schraubenmutter in einen der beiden Muffe *d* eingreift; dieser theilt nun seine Drehbewegung dem Gewichte *c* mit, welches die Schiene *e* zurückdrückt und wieder auslässt, so dass die Glocke läutet. Statt der Kupplungszähne erhalten die Muffe *d* häufig Ansätze von ähnlicher Form wie das Gewicht *c*, und da dieses parallel zur Axe fortschreitet, wird es schliesslich von *d* mitgenommen und gegen die Schiene *e* gedreht. Diese Einrichtungen gewähren den Vortheil, dass mehrmals, und zwar nach dem ersten Signal bei jeder Umdrehung einmal geläutet wird.*)

Statt eines Glockensignales lässt man mitunter durch ein vom Indicator bewegtes Hebelwerk eine Dampfpfeife oder einen Klopfhammer bewegen.

Bei fehlendem Indicator und Glockensignal werden am Seil selbst Bänder oder Lederstreifen befestigt, welche die Stellung des Fördergefässes und dessen Ankunft anzeigen; selbstverständlich ist die Sicherheit dabei eine geringere.

Zähler für die Zahl Aufzüge. Zuweilen wird mit dem Indicator ein Zählwerk verbunden, welches durch einen Hebel beweglich ist, an den abwechselnd die beiden Gewichte des Indicators stossen.**)

Sicherung gegen zu hohes Aufsteigen des Fördergefässes. Da ungeachtet des Glockensignals die rechtzeitige Hemmung der Maschine öfters unterbleibt und das Fördergefäss bis zu den Seilscheiben aufsteigt, sucht man diesen Unfall auch durch mechanische Mittel zu verhüten. Dazu gehören:

*) Aehnliche Apparate s. Ržiha's Tunnelbaukunst, 3. Liefg. S. 431 Rittinger's Mittheil. über die Pariser Ausstellung 1862, S. 57.

**) Ponson's Steinkohlenbergbau, deutsch v. Hartmann, S. 746; Ann. des mines, 1855, 5 Reihe, 8. Bd. S. 369; Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1865, 11. Bd. S. 259.

a) Lösung der Verbindung zwischen Seil und Fördergefäss, welches letztere dann mit einer Fangvorrichtung versehen sein muss. Einen dazu bestimmten einfachen Apparat zeigt Fig. 413. Zwischen dem Seil (Bandseil) und der Schurzkette sind zwei gelenkartig verbundene Stücke *a b* eingeschaltet; statt des Zapfens greift in das Gelenk ein Arm des bei *e* drehbaren Hebels *c*; *d* ist ein dünner Vorsteckstift. Bei zu hohem Aufsteigen trifft der Hebel *c* einen am Seilscheibengerüst befestigten, bei *o* drehbaren und durch den Ansatz *n* in horizontaler Lage erhaltenen Ring *r*, dreht denselben, wird aber dann selbst zurückgehalten und aus dem Gelenk bewegt, da der Stift *d* dem Abscheren nur geringen Widerstand entgegensetzt.*)

b) Lösung und gleichzeitige Stützung des Fördergefässes. Das Seil ist nächst den Seilscheiben zwischen zwei Balken durchgeführt, welche dessen Verbindung mit der Schurzkette lösen und nebstdem Stützen, welche am Verbindungsstück angebracht sind, aus einander drehen, so dass die Schale aufgefangen ist.**) Diese sowie die vorigen Apparate trifft der Vorwurf, dass sie durch einen herabfallenden Körper od. dergl. zur unrechten Zeit wirksam werden können. Auch ist das Seil durch dieselben einem nachtheiligen Stoss ausgesetzt.

c) Einklemmung der Schale zwischen die Leitsparren, indem man letztere vom Tagkranz gegen die Seilscheiben zu einander etwas nähert.***) Dabei ist jedoch eine sehr genaue und unveränderliche Aufstellung der Leitsparren nothwendig, wenn das Fördergefäss nicht plötzlich gehemmt und das Seil in Folge dessen zerrissen werden soll.

d) Selbstthätige Bremsung oder Dampfabsperrung. Unter den Seilscheiben werden lange horizontale Hebel angebracht, welche das aufsteigende Fördergefäss erfasst, und dadurch mittelst weiterer Umsetzung die Bremse oder den Admissionsapparat bewegt.†)

Statt eines besonderen Hebels benützt man auch das Glocken-

*) Aehnlich ist der Sicherheitshaken von White und Grant construirt, Dingler's p. J. 1851, 119. Bd. S. 322; andere Apparate s. Rittinger, Mittheil. über die Pariser Ausstellung 1855, S. 65, und über die Londoner Ausst. 1862, S. 56; Freiberger B. u. h. Zeitg. 1861, 20. Bd. S. 278.

**) Derlei Einrichtungen s. Dingler's polyt. Journal 1868, 189. Bd. S. 30; Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 7. Bd. S. 13; Revue universelle 7. Bd. S. 511.

***) Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1861, 7. Bd. S. 13.

†) Ponson's Steinkohlenbergbau; Annales des mines 1856, 5. Reihe, 10. Bd. S. 252.

signal.*) Fig. 406 und 407 zeigen eine dazu dienende Einrichtung vom Prokopschacht bei Kladno. Auf der von der Treibkorbwelle *a* bewegten Spindel *b* des Glockensignales sitzt die Schraubenmutter *c*, welche durch die Stange *d* geführt wird; diese ist mit zwei Stellringen *e* versehen, der Länge nach in den festen Lagern *f* beweglich und durch einen Hebel mit dem doppelt durchbrochenen Rahmen *g* verbunden. Der Rahmen *g* befindet sich in einem Schlitz des Gusseisenblockes *h*, Fig. 407, welcher eine vertikale Bohrung besitzt, in der die oben belastete Stange *i* auf dem mittleren Steg des Rahmens *g* steht; durch einen Schlitz der Stange *i* endlich geht der Hebel *k*, der den Admissionsschieber bewegt. Die Mutter *c* Fig. 406 stösst gegen einen der Stellringe *e*, der Rahmen *g* wird verschoben und die belastete Stange *i* Fig. 407 fällt in eine der Oeffnungen desselben; der Hebel *k* wird also stets gleich, und zwar so bewegt, wie es zur Absperrung des Dampfes nothwendig ist.

Gegen diese Apparate ist einzuwenden, dass sie nicht rasch genug wirken, weil die Hemmung der Maschine eben schon früher beginnen muss, als das Fördergefäss den Tagkranz erreicht; nebstdem nehmen sie für sich zu viel Aufsicht in Anspruch und können den Wärter zur Unachtsamkeit verleiten.

Sicherung gegen beschleunigte Bewegung. Eine solche kann z. B. durch das Reissen des Seiles, den Bruch eines Maschinentheiles, des Dampfdomes am Kessel u. s. w. eintreten. Um sie zu verhüten, soll nach Delsaux**) die Treibkorbwelle einen Kugelregulator in Bewegung setzen, welcher bei zu rascher Drehung ein Fallgewicht auslöst, das die Bremse anzieht. Auch auf diese Einrichtung bezieht sich das oben Gesagte.

Hemmung des zwischen Treibkorb und Seilscheibe gerissenen Seiles. Erfolgt der Seilbruch an dieser Stelle, so wirkt wegen der Länge des abgerissenen Stückes die Fangvorrichtung unsicher, daher eine anderweitige Hemmung besonders wünschenswerth ist; Fig. 424 zeigt einen dazu bestimmten Apparat von White und Grant.***) Das Seil *s* geht zwischen zwei Axen durch, an welchen zwei exzentrische gezahnte Scheiben *p* und zwei Paare Rollen *r* sitzen; das eine Paar ist durch ein Gummiband vereinigt,

*) Revue universelle 1860, 8. Bd. S. 258; Rittinger's Mittheil. über die Pariser Ausstellung 1867, S. 20.

**) Revue universelle 1860, 7. Bd. S. 370.

***) Dingler's polyt. Journal 1859, 119. Bd. S. 322.

vom andern laufen zwei Ketten zum Hebel *h*, der durch die Stange *t* mit einem der Seilscheibenzapfen verbunden ist. Die Lager der letzteren ruhen auf Kautschukpolstern, welche beim Seilbruch, da der Druck auf die Seilscheiben nachlässt, sich ausdehnen, und die Stange *t* emporziehen; das Gummiband dreht dann die Rollen *r*, die Exzenter *p* sollen das Seil einklemmen. Diese Wirkung ist aber nach den bei Fangvorrichtungen für eiserne Leitungen gemachten Erfahrungen sehr zweifelhaft.

Verhütung des Stosses beim Anhub. Da stets ein Ueberschuss an Seillänge vorhanden ist, welcher beim Anheben des ober Tags befindlichen leeren Fördergefässes noch vergrössert wird, so nimmt bei dem folgenden Aufwinden des im Schacht hängenden Seiles die Maschine eine gewisse Geschwindigkeit an, bevor der Anhub des beladenen Gefässes erfolgt, welcher daher mit einem besonders dem Seil nachtheiligen Stoss verbunden ist. Bei Vorhandensein einer Fangvorrichtung mildern deren Federn den erwähnten Stoss, doch nur wenig, weil die Federspannung kleiner ist als das Gewicht der leeren Schale.

Zu den speziellen Mitteln gegen den Stoss gehören:

a) Die Einschaltung von elastischen Körpern zwischen Seil und Schurzkette.*) Man benützt dazu Kautschukscheiben oder Bufferfedern, welche in eine sogenannte Seilfederbüchse Fig. 405 eingeschlossen werden. Diese Büchse ist ein Blechcylinder, beiderseits durch Deckel abgeschlossen, welche mittelst Schrauben *a* verbunden sind. Die elastischen Körper befinden sich zwischen den Deckeln und zwei Kolben, von welchen einer mit dem Seil, der andere mit der Schurzkette in Verbindung steht.

b) Elastische Seilscheibenlager, d. h. Lager, welche auf elastischen Körpern ruhen. So werden (vergl. Fig. 390 und 404) die Stützpunkte für die Unterlagsbalken der Seilscheibenlager weit aus einander gerückt. Desgleichen macht man die Lager in Rahmen vertikal verschiebbar und legt Kautschuk oder Stahlfedern unter.**) Bei Bobinen werden Federn am Kern, unter der ersten Seilwindung angebracht, welche jedoch nur den Stoss beim Anhub des am Schachttiefsten befindlichen Gefässes mildern. Auf der Scharleygrube sind

*) Ponson's Steinkohlenbergbau, deutsch v. Hartmann, S. 708; Burat, Mat. des Steinkohlenbergb., deutsch v. Hartmann, S. 53; Preuss. Zeitschrift 1862, 10. Bd. S. 85; Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1861, 7. Bd. S. 10; Zeitschr. deutscher Ing. 1858, S. 22.

**) Burat, das Mat. des Steinkohlenbergb. Taf. 26, auch Ann. des mines, 5. Reihe, 19. Bd. Taf. 1.

die Lager auf einen bei *a* Fig. 425 drehbaren Rahmen gelegt, und dieser bei *b* durch eine Feder gestützt.

Auch werden die Einrichtungen a) und b) combinirt.*)

Die Federn der elastischen Seilscheibenlager werden, wenn man ihre Spannung nicht fortwährend regulirt, die Lager in ungleiche Höhe bringen, daher zu einer nachtheiligen schiefen Stellung der Seilscheiben Veranlassung geben. Die elastischen Körper überhaupt befördern die beim Anhub eintretenden vertikalen Schwingungen des Fördergefässes, welche wieder ihrerseits schädliche Stösse hervorrufen, und bei beweglichen Seilscheibenlagern stärker hervortreten, weil das ganze Seil mehr in Schwankung gerathen muss. Aus diesen Ursachen verdienen die in der That mehr verbreiteten Seilfederbüchsen den Vorzug.

Die Mittel gegen den Stoss beim Aufsetzen, welcher nur dem Fördergefäss nachtheilig ist, wurden unter „Aufsetzvorrichtungen“ bei den Förderschalen besprochen.

Sicherung gegen zu frühes Anheben. Zu diesem Zweck bringt Cabany**) am Füllort Riegel an, welche erst dann ausgerückt werden und den Aufgang der Schale gestatten, wenn das Auswechseln der Gefässe beendet ist. Dabei wird aber die Bewegung der zu früh in Gang gesetzten Maschine plötzlich gehemmt und ein Stoss hervorgerufen, der denselben Schaden bringen kann wie das vorzeitige Anheben der Schale selbst.

Erzielung einer regelmässigen Seilaufwindung am Treibkorb. Um bei ungenügender Entfernung der Treibkörbe von den Seilscheiben eine regelmässige Aufwindung zu erzielen, führt man das Seil in der Nähe des Treibkorbes durch einen Schlitten, der eine gleichförmige Bewegung abwechselnd nach entgegengesetzten Richtungen erhält. Das Bedürfniss dazu tritt besonders bei vertikaler Stellung der Treibkorbwelle auf, die bei Förderungsdampfmaschinen sehr selten, fast nur bei Pferdegöppeln vorkommt. Da man indessen durch Lokalverhältnisse gezwungen werden kann, Treibkörbe und Seilscheiben nahe zusammen zu legen, soll eine derartige für Pferdegöppel bestimmte Vorrichtung beschrieben werden, die sich mit entsprechender Abänderung auch bei einer horizontalen Treibkorbwelle anwenden liesse.

Diese Vorrichtung zeigt Fig. 423.***) Darin sind *w* die vertikale

*) Zeitschr. deutscher Ing. 1862, 6. Bd. S. 243.

**) Burat, das Mat. des Steinkohlenbergb., deutsch v. Hartmann, S. 58.

***) Ponson, Steinkohlenbergbau, deutsch v. Hartmann, S. 717.

Welle, *t* der Treibkorb und *s* das von der Vorderseite desselben abgehende Seil. Dieses ist zwischen zwei Rollen *r* durchgesteckt, welche sich in einem vertikal geführten, am Flaschenzug *f* aufgehängten und mit dem Gewichte *g* beschwerten Rahmen befinden. Die Schnur des Flaschenzuges geht zu der hölzernen Walze *a*, die mit dem oberen Zapfen der Treibkorbwelle verbunden ist. Von der andern Seite der Walze *w* ist eine zweite Schnur zu einem gleichen Apparat geführt, der für das andere Förderseil dient. Der Rahmen mit den Rollen *r* wird bei dem einen Aufzug durch den Flaschenzug gehoben, beim folgenden durch das Gewicht *g* wieder herabgezogen.

Eine andere solche Vorrichtung, welche bei den Bremsbergen von St. Léon in Verwendung steht, ist in dem betreffenden Abschnitte unter „Anordnungen" beschrieben. Complicirter wird die Einrichtung, wenn das Seil sich in mehreren Reihen von Windungen auf den Korb legt; es muss dann nach Vollendung jeder Reihe die Bewegung des Schlittens ähnlich wie bei einer Hobelmaschine umgekehrt werden. Dies kommt bei der Horizontalförderung vor.

Endlich werden, wie früher bemerkt, zum gleichen Zwecke conische Körbe mit oder ohne eingedrehter Nuth benützt.

Die meisten der beschriebenen Nebenapparate nehmen für sich zu viel Aufsicht in Anspruch und können schädlich statt nützlich werden, wenn sie das Personal zur Nachlässigkeit verleiten. Man denke sich eine Maschine mit je einem Apparat aus den angeführten Gruppen ausgestattet, welche doch alle den Anspruch auf gleiche Wichtigkeit erheben, und man wird zugestehen müssen, dass die Aufmerksamkeit, welche sie erfordern, zweckmässiger der Behandlung der Maschine selbst zuzuwenden sei. Nebst der Vorrichtung zur Signalisirung aus der Grube sind Indicator und Glockensignal für die Sicherheit des Betriebes hinreichend; ausserdem wäre nur etwa noch eine Seilfederbüchse zur Schonung des Seiles anzuwenden.

Anordnung.

Die Anordnung der Förderungsdampfmaschinen zeigt eine grosse Verschiedenheit, welche sich sowol auf die Arbeits- als auf die Kraftmaschine erstreckt.

Die Maschine wird ausgeführt:

a) Liegend oder stehend. Bekanntlich gibt man den liegenden Maschinen wegen leichterer Fundirung, bequemerer Wartung und geringer Herstellungskosten den Vorzug. Der einzige wesentliche Nachtheil derselben ist die ungleichförmige Abnützung der Liederung

und daraus entspringende grössere Dampflässigkeit des Kolbens, welcher durch die gebräuchlichen Mittel nicht vollständig begegnet werden kann, daher gerade in neuerer Zeit, wenigstens bei grossen Dimensionen, wieder stehende Maschinen in Aufschwung kommen. Man wendet dabei statt eines Balancier, der die Maschine kostspielig macht und nur etwa die Anbringung der bei Fördermaschinen seltenen Condensationsvorrichtung erleichtert, direkte Aufstellung der Maschine ober oder unter der Kurbelwelle an. Solche Maschinen nehmen auch einen kleineren horizontalen Raum ein als liegende.

b) Mit einem oder zwei Cylindern, im letzteren Falle die Kurbeln um 90^0 gegen einander verstellt. Die Zwillingsmaschinen sind kostspieliger sowol für die Anlage als den Betrieb, da namentlich der Dampfverlust wegen des grösseren Gesammt-Umfanges der Kolben, sowie die Nebenhindernisse steigen; sie gewähren aber den wesentlichen Vortheil, wegen der zwei Kurbeln die Ingangsetzung aus jeder Stellung, und wegen der kleineren lebendigen Kraft der Schwungmassen ein rasches Anlassen und Einstellen zu gestatten. Dadurch wird die Sicherheit des Betriebes erhöht und bei Schächten von geringer Tiefe merklich an Zeit des Aufzuges erspart; auch können die Seilscheiben tiefer liegen. Zwillingsmaschinen sind daher besonders für schwunghafte und länger dauernde Förderung, vorzüglich bei Kohlenwerken am Platze, welche einen grösseren Dampfverbrauch weniger beachten.

c) Mit oder ohne Transmission. Auch die Weglassung der einem Bruch ausgesetzten Zahnräder-Transmission vermehrt die Sicherheit, die Maschinen-Anordnung wird dadurch einfacher. Anderseits ergeben sich eine kleinere Kolbengeschwindigkeit und grössere Cylinderdimensionen, welcher Nachtheil nur bei grosser Fördergeschwindigkeit entfällt.

Für schwunghafte Förderung entsprechen daher am besten Zwillingsmaschinen ohne Transmission, und diese sind auch gegenwärtig das beliebteste System. Bei geringer Fördergeschwindigkeit ist den Maschinen mit Umsetzung der Vorzug zu geben, welche man mit einem oder zwei Cylindern ausstatten kann, je nachdem die Rücksicht auf geringe Anlags- und Betriebskosten oder auf möglichst bequeme und sichere Handhabung der Maschine vorwaltet.

Die vierte Combination: eincylindrige Maschinen ohne Transmission, ist bei neueren Maschinen nicht in Verwendung, weil bei einer Fördergeschwindigkeit, welche die Transmission entbehrlich macht, das Zwillingssystem vortheilhafter ist.

d) Mit gemeinschaftlicher oder mit abgesonderten Treibkorbwellen. Die letztere Anordnung kommt vor, wenn die Treibkorbwelle nicht parallel zur Ebene der vertikalen Seile gelegt werden kann (vergl. S. 208); sie wird auch im anderen Falle mitunter vorgezogen, weil die Treibkörbe dabei entgegengesetzte Drehung erhalten, beide Seile als Oberseile abgehen können und die entgegengesetzte Biegung des Unterseiles vermieden ist, welche dessen Dauer erfahrungsmässig herabsetzt. Doch wird die Anordnung dadurch complicirter.

Beim Entwurfe einer Fördermaschine ist Folgendes zu beachten. Der Stand des Maschinenwärters ist so anzunehmen, dass dieser nicht nur die Maschine sondern auch den Tagkranz des Schachtes übersieht, um nach der Bewegung der Fördergefässe die Behandlung der Maschine einzuleiten; es wird diese Aussicht durch ein breites in der Wand des Maschinenraumes angebrachtes Fenster ermöglicht. An dem gewählten Standort sind die Hebel zur Regulirung der Admission, zur Umsteuerung, zum Anziehen der Bremse so wie zur Oeffnung der Condensationswasserhähne zu vereinigen.

Die Maschinentheile selbst betreffend, sollen deren so wenig als thunlich an's freie Ende der Wellen gelegt werden, diese zwischen den Stützpunkten nicht weniger als 1 bis $1{\cdot}5^m$ Länge erhalten, die Lager so viel als möglich auf gemeinschaftlichen Platten stehen. Diese Platten und das Bett der Maschine werden durch Ankerschrauben mit dem Fundament verbunden, welches in der Nähe der Kurbellager am solidesten ausgeführt sein soll. Man verwendet Bruchsteine, Ziegel in Mörtel oder besser Cement, endlich Quadern; an dem genannten Orte soll das Fundament wenn nicht ganz aus Quadern bestehen, doch zwischen zwei horizontalen Schichten davon eingeschlossen werden, an welche sich oben die Grundplatten der Lager, und unten die Ankerplatten und Schliesskeile der Fundamentschrauben legen. Die Pfeiler des Fundamentes erhalten $0{\cdot}5$ bis 1^m Stärke und $1{\cdot}6$ bis 5^m Höhe. Die unter die Sohle ragenden Maschinentheile bewegen sich in Gruben, deren Wände theils durch die Fundamentpfeiler, theils durch Mauern von $0{\cdot}3$ bis $0{\cdot}8^m$ Stärke eingefasst sind. Durch compendiöse Anordnung der Maschine wird auch an den Dimensionen des Gebäudes gespart.

Die Treibkorbwelle wird am besten parallel zur Ebene der Schachtseile gelegt, wobei sich die einfachste Anordnung der Gebäude, der Zu- und Abfuhrbahnen für die Wägen ergibt; nur unter Umständen ist eine Abweichung davon angezeigt, z. B. bei beschränktem

Raum, oder wenn nach Fig. 389 die Zufuhr der Wägen auf die Schalen von einer Seite *A*, die Abfuhr von der anderen *B* stattfinden soll und die Maschine nicht entfernt genug vom Schachte aufgestellt werden kann. In diesem Falle legt man die Treibkorbwelle selbst schief gegen die Schachtstösse.

Es folgt nun die Beschreibung der vorkommenden Anordnungen von Fördermaschinen.

Liegende eincylindrige Maschinen mit Transmission. Reiht man die Bestandtheile der Maschine ohne Beachtung der Raumverhältnisse an einander, so ergibt sich die in Fig. 431 dargestellte Anordnung, in welcher *c* den Dampfcylinder mit oben aufliegendem Schieber, *e* die Steuerungsexzenter, *s* das Schwungrad, $z z_1$ die Transmissionsräder, *t* die Treibkörbe und *S* den (von der Maschine weiter als nach der Zeichnung entfernten) Schacht bedeuten. *M* ist der Stand des Maschinenwärters, der dabei die Aussicht auf die Maschine sowohl als auf den Tagkranz des Schachtes hat. Die Exzenter können auch auf einer in der Verlängerung der Kurbelwelle gelegenen, mittelst Gegenkurbel bewegten kurzen Welle befestigt, und der Schieberkasten seitlich am Cylinder angebracht sein; der Maschinenwärter steht dann bei M_1. Von Maschinentheilen ist nur das Zahnrad *z*, und, was übrigens unvermeidlich ist, die Kurbel am freien Wellenende befestigt. Die zwei nächst *z* und z_1 stehenden Lager der Kurbel- und Treibkorbwelle können eine gemeinschaftliche Grundplatte erhalten. Die ganze Maschine ruht auf den vier Pfeilern *mn*, *pq*, *rt* und *uv*, welche durch schwächere, zur Einfassung der Fundamentgruben dienende Mauern verbunden sind. Bei nicht sehr grossen Dimensionen kann unter das Dampfmaschinen-Bett ein einziger massiver Pfeiler gestellt werden. Die Verbindungsmauer *vt* muss entweder weit genug von den Treibkörben entfernt oder mit einem schräg niedergehenden Ausschnitt versehen sein, um dem Unterseil freie Bewegung zu gestatten.

Sind die Treibkörbe Spiralkörbe, so ergibt sich für die Arbeitsmaschine die geänderte Einrichtung Fig. 426, worin *tt* die Spiralkörbe, *k* den Bremskranz bedeuten.

Je nach Lokalumständen kann die Maschine sammt Transmission, vom Schachte aus angesehen, auch auf die rechte statt die linke Seite der Treibkörbe verlegt werden.

Die Länge der Maschine, sowie die der ganzen Schachtanlage wird vermindert, wenn man die Dampfmaschine sammt Kurbelwelle Fig. 431 so weit rechts schiebt, dass das Getriebe *z* an die andere

Seite des Zahnrades z_1 gelangt, wodurch Fig. 428*) entsteht; noch ausgiebiger durch Drehung der Dampfmaschine Fig. 431 um die Kurbelwelle als Axe um 180°**); allein im letzteren Falle hat der Wärter nicht mehr die gleichzeitige Aussicht auf die Maschine und den Schacht, oder er muss (wie bei einer alten Maschine am Witkowitzer Tiefbauschacht) nächst der Kurbel stehen, wodurch sich eine complicirte Umsetzung zur Bewegung der Steuermechanismen ergibt.

Um an Breite zu sparen, kann man nach Fig. 417 die Maschine auf eine, die Zahnräder auf die andere Seite der Treibkörbe, dabei auch das Schwungrad ausser das Getriebe (Dreifaltigkeitsschacht zu Ostrau), oder beide Zahnräder nebst Schwungrad zwischen die Treibkörbe legen (Michaelschacht bei Ostrau); dabei kommen auch alle Räder zwischen die Lager der Wellen, die Platte des Lagers bei *c* kann mit dem Dampfmaschinenbett verbunden werden und es genügen 2 bis 3 Fundamentpfeiler. Legt man in diesen Fällen die Schwungradwelle auf die andere Seite der Treibkörbe, so ergibt sich Länge und Breite gering; das Lager *c* ist dann auf einen Anguss des Dampfmaschinen-Rahmens zu stellen.

Fig. 429 zeigt die Anordnung am Theodoraschacht im Seegraben bei Leoben***); der Fundamentpfeiler für die Maschine muss dabei nach Umständen zwischen die Treibkörbe hinein verlängert werden; der Maschinenwärter hat zwischen den Körben oder über dieselben weg die Aussicht auf den Tagkranz, die Breite ist auf das thunlichste Minimum reduzirt.

Getrennte Treibkorbwellen sind bei der Maschine Fig. 415 des Annaschachtes zu Pribram in Verwendung, wo die Maschine wegen Lokalverhältnissen dem kurzen Stoss des Förderschachtes gegenüber gestellt werden musste. Die Treibkörbe erhalten entgegengesetzte Drehung, daher beide Seile als Oberseile abgehen. Eine Anordnung, welche nur den letzteren Zweck verfolgt, zeigt Fig. 416. Nebstdem sind noch andere, den früheren ähnliche Variationen der Ausführung möglich.

Liegende eincylindrige Maschinen ohne Transmission. Fig. 420 gibt ein Beispiel für diese, wie bemerkt, seltene Einrichtung; die Maschine, welche getrennte Treibkorbwellen besitzt, stand 1857 am Friedrich Wilhelm-Schacht bei Dortmund.

*) Solche Maschinen s. Burat, Mat. des Steinkohlenbergbaues, Taf. 17; Erfahrungen 1853, S. 14; eine gleiche Anordnung mit Kegelrädern wegen nicht paralleler Stellung der Schwungrad- und Treibkorbwelle, Combes Bergbaukunde, deutsch v. Hartmann, 2. Bd. S. 287.

**) Combes Bergbauk., deutsch v. Hartmann, 2. Bd. S. 252.

***) Die gleiche s. auch Zeichnungen der Hütte 1858, Blatt 33b.

Liegende Zwillingsmaschinen mit Transmission. Fig. 430*) zeigt eine derartige sehr compendiöse Anordnung, welche in Preussen bei kleineren Maschinen öfters vorkommt; es genügen dabei zwei Fundamentpfeiler, nur werden die Steuerungsmechanismen etwas complicirt, weil die Hebel sich bei *M*, dem Stand des Maschinenwärters, vereinigen müssen.

Fig. 419 erfordert mehr Raum und ein grösseres Fundament, ist aber sonst zweckmässiger; eine solche Maschine stand 1865 am Amaliaschacht bei Kladno. Legt man (wie am Heinrichschacht bei Ostrau und Bahnschacht II der Königsgrube) das grosse Zahnrad an's Ende der Treibkorbwelle, so ist letztere weniger in Anspruch genommen, dagegen wird die Breite des Ganzen grösser.

Beim Abteufen des Bismarckschachtes der Königsgrube wird die Maschine Fig. 422 verwendet; da die Schieberkästen der Cylinder nahe beisammen liegen, ist der Steuerungsmechanismus vereinfacht, die Anordnung wird jedoch nur bei geringen Stärken ausführbar, weil sonst der mittlere Fundamentpfeiler eine zu grosse Breite erhält.

Eigenthümlich ist die Anordnung Fig. 421 vom Ludmillaschacht zu Rappitz bei Kladno mit getrennten Kurbelwellen; die Kurbeln sind um 90° verstellt, die Cylinder *c* müssen sehr kurz sein, da sonst die Zahnräder grosse Dimensionen erhalten, es ergeben sich jedoch nachtheilige Stösse zwischen den Zähnen, weil die eben im halben Hub stehende Kurbel der anderen gleichzeitig im todten Punkte befindlichen voreilt. Nur bei grosser Geschwindigkeit wird dies durch die lebendige Kraft der kleinen Zahnräder verhütet.

Liegende Zwillingsmaschinen ohne Transmission. Die gewöhnliche Anordnung zeigt Fig. 414**), welche die Maschine des Mariaschachtes bei Pribram darstellt. Die Steuerung erfolgt daselbst mittelst stellbarer Schieberstange. Die Exzenterstangen *e* bewegen durch Hebel zwei kurze Wellen, an welchen die Coulissen fest sind; die Gleitstücke am Ende der Schieberstangen werden durch einen Handhebel und die Welle *w* verstellt; ein zweiter auf *w* lose aufgeschobener Hebel dient zur Regulirung des Admissionsschiebers; ein dritter und die Welle *c* führen zu den Condensationswasser-Hähnen. Der Stand des Wärters ist bei *M*, und kann erhöht werden, um die Aussicht auf den Schacht zu erleichtern. Dies wird auch durch Verlegung des Standes nach M_1 erreicht.

*) Preuss. Zeitschrift 1860, 8. Bd. S. 320.

**) Erfahrungen 1861, S. 3.

Bei neueren Anlagen mit Spiralkörben stellt man zwischen diese und die Cylinder eine Glaswand*), um den Staub und Luftzug abzuhalten, und bringt in dieser Wand in der Ebene jeder Bobine eine Säule an, um den Wärter gegen die Folgen eines Seilbruches zu schützen.**)

Fig. 418 zeigt die Maschine des Dobblhoffschachtes bei Mariaschein in Böhmen. Die Cylinder sind unmittelbar neben einander gelegt und ihre Schubstangen bewegen die mit zwei Doppelkurbeln versehene Treibkorbwelle, welche im Ganzen geschmiedet ist. Da eine solche Welle schwerer herstellbar und gegen Brüche weniger sicher ist, wäre ungeachtet der vereinfachten Steuerung die gewöhnliche Anordnung vorzuziehen.

Stehende eincylindrige Maschinen. Die Anordnung mit Balancier kommt fast nur bei älteren Maschinen vor und wird daher hier übergangen. In England sind dagegen mehrfach eincylindrige stehende Maschinen ohne Balancier und ohne Umsetzung in Verwendung***); die Treibkorbwelle wird dabei ober dem Cylinder auf eiserne eingemauerte Träger gelegt.

Stehende Zwillingsmaschinen. Diese Anordnung, ohne Umsetzung, mit unten stehenden Cylindern, wobei die Treibkorbwelle auf eisernen Trägern ruht, welche in der Mauer des Maschinenhauses eingelassen und nebstdem durch Säulen gestützt sind, kommt mehrfach in England wie auch am Continent vor.†) Um die Höhe des Baues zu vermindern, stellt man auch die Cylinder mit oben angegossenen Flantschen auf die Grundplatten und lässt sie durch Oeffnungen der letzteren in eine Fundamentgrube hinabragen††); doch

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1867, 13. Bd. S. 223.

**) Zeichnungen von Zwillingsmaschinen ohne Transmission sind enthalten in Burat, das Mat. des Steinkohlenbergbaues, Taf. 21 und 25; in Annales des mines, 1859, 5. Reihe, 15. Band S. 569; von Mathieu im Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1868, 13. Bd. S. 219; von Andry ebendas. S. 229; von Veillon ebendas. S. 463; von Halm, mit Allan'scher Coulisse im Civilingenieur, 1867, 13. Bd. S. 431; in den Zeichnungen der „Hütte", 1864, Taf. 36 b.

***) Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1861, 7. Bd. S. 5; Burat, das Mat. des Steinkohlenbergbaues, deutsch v. Hartmann, S. 143; Preuss. Zeitschrift 1862, 10. Bd. S. 78.

†) Die Maschine des Schachtes Nr. 12 der Grube Grand Hornu in Belgien s. Ann. des mines, 1856, 5. Reihe, 10. Bd. S. 340; eine andere Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1867, 13. Bd. S. 229, Taf. 11.

††) Ebendas. S. 230, Taf. 12.

ist dabei ein Theil der Maschine den Augen des Wärters entzogen. Endlich stellt man die Cylinder oben, die Treibkörbe unten, wie Fig. 427*) zeigt; dabei sind *b* die Bobinen, *s* der Bremskranz, *a* die kegelförmigen, durchbrochenen Träger der Dampfcylinder, oben durch die Brücke *t* verbunden, welche durch eine Stiege zugänglich gemacht ist. Diese Aufstellung verdient den Vorzug vor der umgekehrten, weil die Welle stark in Anspruch genommen, daher am besten nahe dem Boden zu legen ist; auch sind die Träger von der Mauer isolirt, welche dabei nur geringe Stärke erfordert.

Eine Anordnung mit getrennten Treibkorbwellen von Colson zeigt Fig. 441.**) Die Kolbenstangen der zwei Dampfcylinder *c* sind mit geführten Traversen $t t_1$ verbunden, welche mittelst Schubstangen die Treibkorbwellen bewegen, letztere mit je 2 unter 90° verstellten Kurbeln versehen und nebstdem durch die Zahnräder *z* verkuppelt, ohne welche die Traversen auf sehr ungünstige Art in Anspruch genommen wären. Bei der angegebenen Drehungsrichtung und Stellung der Theile würden nämlich die Schubstange *a* durch die Spannung des Seiles, die Kolbenstange durch den Dampfdruck abwärts gezogen, beide Wirkungen durch die Traverse *t* auf die Schubstange a_1 übertragen, und zur Bewältigung des Widerstandes aufgewendet, den die Aufwindung des beladenen Seiles *s* verursacht, daher eine Deformirung der Traverse nur schwer vermieden werden könnte. Wegen der in Eingriff stehenden Zahnräder jedoch müssen sich beide Treibkorbwellen gleichförmig drehen und die Traverse kann sich nur parallel zu ihrer Stellung bewegen. Indessen ist die Anordnung zu complicirt, um Nachahmung zu verdienen.

Vertikale Treibkorbwelle. Diese Einrichtung, wobei die Welle durch Kegelräder bewegt wird, ist an einigen Orten Englands ausgeführt, um die Seile zu einem beliebigen von mehreren um die Maschine gelegenen Schächten führen und aus demselben fördern zu können; sonst ist die horizontale Lage der Treibkorbwelle zweckmässiger.

Förderung ohne Seilscheiben. Die Verlegung der Treibkörbe direkt über den Schacht vereinfacht den beweglichen Theil der Maschine und ist für die Schonung der Seile vortheilhaft; dagegen können die Treibkörbe wegen zu schwieriger Fundirung nicht

*) Von Dorzée und Andry ausgeführt, Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1867, 13. Bd. S. 232, Taf. 13 u. 14. Aehnliche Maschinen wurden von Sauer am Hermenegild- und Wilhelmschacht zu Ostrau aufgestellt.

**) Rittinger, Mittheil. über die Pariser-Ausst. 1855, S. 51.

weit ober dem Tagkranz aufgestellt werden, daher die Schale leicht zu hoch aufsteigt, auch ist der Raum um den Schacht beengt. Endlich wird dadurch die Lage der hinabhängenden Seilstücke veränderlich. Dagegen kann bei Rundseilen nach Fig. 450 durch Verwendung von zweien derselben für jedes Fördergefäss geholfen werden*), aber nur für geringe Fördertiefen, weil sonst keine gleiche Aufwindung und Länge der Seile zu erreichen ist, das Fördergefäss also schief hängt. Bandseile bleiben sehr nahe vertikal, wenn man nach Fig. 449 die Leitungen *l* von der Schachtmitte gegen oben entsprechend zusammenzieht (vergl. „convergirende Leitungen“ bei Förderschalen); dann sind bei *a* Leitscheiben für das mehr abgewickelte Seil nothwendig.

Eine Einrichtung der letzteren Art wurde in der That auf einer belgischen Kohlengrube ausgeführt; zwei vertikale Dampfcylinder bewegen dabei eine oberhalb liegende Kurbelwelle, und diese mittelst Zahnrädern die beiderseits in gleicher Höhe befindlichen Wellen der Spiralkörbe, von deren einander zugekehrten Seiten die Seile in den Schacht laufen.

Die anderen diesbezüglichen Projekte**) scheinen aus den oben angeführten Gründen keinen Anklang gefunden zu haben.

Förderung mit Kette ohne Ende. Zwei solche Ketten werden nach Fig. 451 über je zwei Scheiben $r r_1$ gelegt, durch Querstangen verbunden und mittelst der Welle von *r* in continuirliche Bewegung versetzt. Die vollen Fördergefässe werden während des Ganges bei *A* an die Querstangen gehängt, gelangen zwischen den oberen Scheiben *r* über deren Welle auf die andere Seite nach *B*, wo man sie abnimmt; die leeren werden bei *C* angehängt und bei *D* abgenommen, daher sich nur an jeder zweiten Horizontalstange Gefässe durch den Schacht bewegen können. Diese Förderungsart wird von Cavé***) erwähnt und war auf englischen Gruben anzutreffen†); mittelst derselben kann bei geringer Geschwindigkeit ein grosses Quantum gehoben werden, allein Ketten sind für etwas tiefere Schächte unzweckmässig und die vielen beweglichen Theile müssen häufige Betriebsstörungen veranlassen. Lemielle††) schlägt statt

*) In England ausgeführt, Preuss. Zeitschr. 1862, 10. Bd. S. 82.

**) Von Deprez, Revue universelle 1863, 14. Bd. S. 45, und von Quillacq, Burat's Mat. des Steinkohlenbergbaues, Taf. 47, Fig. 1 bis 3.

***) Dingler's polyt. Journal 1852, 126. Bd. S. 6.

†) Preuss. Zeitschrift 1861, 9. Bd. S. 101.

††) Allg. berg- u. hütt. Zeitg., 1862, 4. Bd. S. 223.

der continuirlichen, alternirende Bewegung durch den ganzen Schacht wie bei der gewöhnlichen Förderung, Schalen und Seile vor; es wäre dies eine Förderung mit Triebscheibe *r* statt der Körbe; das Seilgewicht ist dabei ausgeglichen, allein die Scheiben $r r_1$ würden einen wegen der Biegungsspannung zu geringen Durchmesser erhalten, und nebstdem die Nachtheile der Förderung ohne Seilscheiben sich einstellen.

Oszillirende Maschinen. Maschinen mit 2 unter 90° gegen einander und unter 45° gegen den Horizont geneigten oszillirenden Cylindern, deren Kolbenstangen auf eine gemeinschaftliche Kurbel wirken, standen früher an mehreren Orten in Verwendung; in neuerer Zeit hat Demanet*) diese Anordnung in einem speziellen Falle wegen beschränkten Raumes gewählt und glaubt sie auch sonst empfehlen zu können. Im Uebrigen sind oszillirende Cylinder ausser bei Dampfhaspeln, welche dadurch sehr compendiös werden, fast ganz ausser Gebrauch gekommen.

Lokomobilen und Dampfhaspel. Bei der Förderung kleiner Quantitäten aus geringen Tiefen, wozu 6 bis 8 Pferdekräfte hinreichen, benützt man mit Vortheil den Dampfhaspel, d. h. eine Maschine der obigen Stärke mit zwei Cylindern ohne Umsetzung, bei welcher die Seile sich auf einen Rundbaum von 35 — 40 Cent. Stärke, besser auf Trommeln von 1 bis 1·3^{m} Durchmesser aufwinden. Die Anordnung eines Dampfhaspels zeigt Fig. 454**) im Grundriss; *c* sind die Dampfcylinder, *w* die Welle, *b* die Bandbremse, *r* der Rundbaum. Die Maschinentheile werden auf einer gemeinschaftlichen Grundplatte und diese auf einem Fundament aus Holzbalken befestigt. Die Umsteuerung erfolgt mittelst eines Hahnes.

Eine andere häufig verwendete Construktion zeigen Fig. 436 bis 438.***) Darin sind *t* die Treibkörbe (in Fig. 437 weggelassen), *n* der aus zwei Theilen bestehende, durch Schienen *a* und Ansätze des Dampfvertheilungsrohres *r* verbundene Rahmen, welcher häufig auf Holzbalken gelagert wird; *c* zwei oszillirende, an *a* und *r* drehbare Cylinder, *b* die Bremsscheibe, *e* Fig. 438 der Bremshebel; *u* der Umsteuerungsschieber, *d* ein Support, der den Umsteuerungshebel *e* Fig. 438 stützt. Fig. 432 ist der Vertikalschnitt eines Dampfcylinders,

*) Revue universelle 1865, 17. Bd. S. 56.

**) Preuss. Zeitschrift 1860, 8. Bd. S. 319. Die ökonomischen Vortheile des Dampfhaspels s. ebendas. 1854, 1. Bd. S. 144; eine Detailzeichung Zeichnungen der „Hütte" 1862, Taf. 5.

***) Sauer, Erfahrungen 1869, S. 4.

Fig. 435 ein Schnitt der letztgenannten Figur nach *AB*. An den Dampfcylinder ist einerseits eine Hülse angegossen, in welche der an der Schiene *a* feste Drehzapfen eingreift; anderseits münden die Dampfkanäle in eine ausgebohrte Höhlung, in welcher das Ende des Vertheilungsrohres *r* eingepasst und durch den Ring *f* befestigt ist. Wie Fig. 435 zeigt, ist das Dampfvertheilungsrohr durch eine Scheidewand in zwei Räume *gh* getheilt, welche bei der schaukelnden Bewegung des Cylinders abwechselnd mit den Räumen beiderseits vom Kolben communiciren. Fig. 433 ist der Querschnitt des Kastens für den Umsteuerungsschieber; innerhalb desselben besitzen die erwähnten Kanäle *gh* Mündungen, zwischen denen der Abströmungskanal *i* angebracht ist; *k* ist das Dampfzuleitungsrohr. Nach den im Früheren gegebenen Beschreibungen von Schieber-Umsteuerungen ist die Wirkungsweise des Apparates klar. Die Verbindung zwischen Cylinder und Dampfrohr wird indessen durch Ausreibung undicht und ist besser mittelst Stopfbüchse herzustellen.

Fig. 434 endlich ist ein Schnitt durch die Treibkorbkränze *abcd*. An den Kranz *d* ist der Bremskranz angegossen. Der Korb *ab* ist lose auf der Welle und mit *cd* durch Schraubenbolzen *e* verkuppelt, deren verstärkte Köpfe sich zwischen Vorsprünge einklemmen, die an den Armenden der Scheiben *b* und *c* angebracht sind; der lose Korb wird daher nur durch Reibung mitgenommen.

Zum gleichen Zweck wie Dampfhaspel werden für vorübergehende Förderung, z. B. beim Abteufen der Schächte von wenig tiefen Kohlenflötzen auch Lokomobilen*) benützt. Sie erfordern keine besondere Kesselanlage und können nach erfolgtem Gebrauch anderweitig verwendet werden; da sie jedoch wegen des Röhrenkessels gutes Brennmaterial verlangen, viel Schmiere verbrauchen, und der Dienst des Maschinisten wegen der Hitze des Kessels schwieriger ist, empfehlen sie sich nicht für längeren Gebrauch.

Dampfturbinen. Schwestka empfiehlt diese nach Art der schottischen Turbinen construirten Reactionsräder wegen ihrer geringen Kosten zur Förderung kleiner Quantitäten an Orten, wo die Dampferzeugung nicht kostspielig ist.**)

Förderung bis zu einem unter Tags gelegenen Punkte. Eine derartige vertikale Förderung mittelst unter Tags aufgestellter Dampfmaschine dürfte selten vorkommen; bezüglich einer solchen Einrichtung wäre übrigens das im Abschnitt IV Gesagte zu berück-

*) Oest. Zeitschr. für B. u. H. 1853, S. 45.

**) Erfahrungen 1863, S. 2.

sichtigen. Oft wird dagegen von einer am Tagkranz aufgestellten Maschine vertikal nur bis zu einem Stollen, und durch letzteren weiter horizontal gefördert. Ueber die Einrichtung ist in diesem Falle nur zu bemerken, dass der Tagkranz des Schachtes dem Maschinenwärter nicht sichtbar sein muss, dagegen besonders verlässliche Signale erfordert werden, um nach diesen allein die Bewegungen der Maschine stets richtig auszuführen.

Literatur.

In Combes' Bergbaukunde sind mehrere Fördermaschinen und ältere Umsteuerungsapparate beschrieben. Ponson's „Steinkohlenbergbau" enthält ebenfalls die Beschreibung einiger Fördermaschinen nebst zugehörigen Bestandtheilen, und Hartmann's Uebersetzung dieses Buches fügt einige Neuerungen bei. Weisbach's Bergmaschinenlehre gibt eine Darstellung der Förderung nach dem damaligen Stande der Technik, auch eine Berechnung der conischen Körbe; in desselben Verfassers Ingenieur- und Maschinen-Mechanik findet man in einzelnen Capiteln zerstreut Darstellung und Berechnung mehrerer Theile der Fördermaschinen, im 3. Band speziell die Beschreibung einer ganzen Maschine. In Burat's „Material des Steinkohlenbergbaues" sind einige sehr gute und deutliche Zeichnungen ganzer Schachtanlagen, einzelner Maschinen und Bestandtheile derselben, zum Theil jedoch mit ungenügender Beschreibung enthalten. Rža's Tunnelbaukunst enthält, systematisch zusammengestellt, zahlreiche praktische Daten und Regeln über die Einrichtung der Vertikalförderung und deren Verbindung mit der horizontalen, viele Zusammenstellungen über Leistungen und Betriebskosten. selbstverständlich mit Rücksicht auf die beim Tunnelbau vorkommenden Schächte. Lottner's Bergbaukunde, herausgegeben von Serlo, enthält viele allgemeine Angaben, geht jedoch nicht näher auf die Construktion der Förderungsdampfmaschinen ein.

Die Dampfmaschinen-Literatur überhaupt zu citiren, ist hier nicht am Platze; es sei nur bemerkt, dass Schmidt's Dampfmaschinentheorie und Hrábak's Tabellen zur Berechnung der Dampfmaschinen dem Abschnitte „Berechnung der Maschine" zu Grunde liegen, und dass in dem Abschnitte über Umsteuerungen Zeuner's „Schiebersteuerungen" entsprechend benützt wurden.

Mehreren Jahrgängen der „Erfahrungen" von Rittinger sind Tabellen über die Betriebskosten und Leistungen von österreichischen Fördermaschinen beigegeben.

Aus der periodischen Literatur sind, neben den im Texte bereits angeführten, folgende Aufsätze hervorzuheben, welche theils über das Ganze, theils auch über einzelne Details von Dampfmaschinen-Anlagen zur Vertikalförderung handeln: Gewinnung der Kohle im Becken von Commentry, Ann. des mines, 1852, 5. Reihe, 1. Bd. S. 439; Fördermaschine von Stiehler, „Erfahrungen"

1852; von Friedrich ebendas. 1853, S. 14; von Sauer ebendas. 1854, S. 6; Zahlenangaben über preussische Förderdampfmaschinen, Preuss. Zeitschrift 1855, 2. Bd. S. 155; über die Kohlenförderung auf der Grube Grand Hornu in Belgien, sehr ausführlich, Ann. des mines 1856, 5. Reihe, 10. Bd. S. 149; der Bergbau im Steinkohlengebirge Englands u. Schottlands, Preuss. Zeitschrift 1856, 3. Bd. S. 10; Fördermaschine auf der Kohlenzeche Steingatt Christian a. d. Ruhr, Zeichnungen der „Hütte" 1855, Taf. 12a—n; horizontale Fördermaschine mit Condensation von Bourdon, Civilingenieur 1856, 2. Bd. S. 88; über Construktionsverhältnisse von Dampfmaschinen v. Jenny, einiges Spezielle über Fördermaschinen enthaltend, Jahrb. der k. k. Bergak. 1858, 8. Bd. S. 172; über die verschiedenen Systeme der Förderung u. Führung, Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1859, 4. Bd. S. 399, auf S. 344 Einiges über die Maschinen; Fördermaschine von Quillacq, Ann. des mines, 1859, 5. Reihe, 15. Bd. S. 569, desgleichen Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1859, 5. Bd. S. 555, wo Versuche mit dieser Maschine angeführt sind; Fördermaschine am Schacht Pommer Esche zu Ibbenbüren, Revue universelle 1860, 7. Bd. S. 75; über Systeme der Fördermaschinen, ebendas. 1860, 8. Bd. S. 256; das Vorkommen etc. der Braunkohlen in der preuss. Provinz Sachsen, Preuss. Zeitschr. 1860, 8. Bd. S. 315; allgemeine Regeln für die Construktion der Fördermasch. v. Callon, Ann. des mines 1861, 5. Reihe, 20. Bd. S. 290; Notizen über den Steink. Bergbau in England u. Schottland, Preuss. Zeitschr. 1861, 9. Bd. S. 81; Reisenotizen aus England, Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1861, 7. Bd. S. 5; über Lokomobilen ebendas. S. 626; der Steink. Bergbau in England u. Schottland, Preuss. Zeitschr. 1862, 10. Bd. S. 12; über die Schachtförderungsmaschinen bei den Cornwaller Gruben, Ann. des mines, 1862, 6. Reihe, 2. Bd. S. 202; über oszillirende Fördermaschinen mit conischen Körben, Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1863, 9. Bd. S. 364; Förderanlage auf den Skalleyschächten bei Saarbrücken, die „baulichen Anlagen etc." in Preussen, v. Schönfelder, 2. Jahrg. 2. Liefg. S. 26; Tabelle über die Dimensionen von ausgeführten Dampfmaschinen, Zeitschr. deutscher Ing. 1865, 9. Bd. S. 219; Notizen über westphälische Fördermaschinen, Freiberger Jahrb. 1867, S. 210; die Fördermaschinen auf der Pariser-Ausstellung von Evrard, mit sehr guten Zeichnungen von liegenden und stehenden Zwillingsmaschinen, und praktischen Regeln über die Ausführung, Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1867, 13. Bd. S. 209; Hauptdimensionen einer 16pferdigen Förderungsdampfmaschine, „Maschinen-Construkteur" v. Uhland, 1868 Nr. 2, S. 22; über Schachtanlagen, Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1868, 13. Bd. S. 435; Zwillingsmaschine am Prokopschacht in Pribram v. Novák, „Erfahrungen" 1869, S. 4.

Ueber Umsteuerungen speziell handeln die Aufsätze: Ueber Coulissensteuerungen v. Reuleaux, Civilingenieur 1857, 3. Bd. S. 54; über die Dampfvertheilung bei den neueren Lokomotivsteuerungen, v. Zeuner, Civiling. 1857, 3. Bd. S. 10; Umsteuerung mit verschiebbarem Exzenter v. Newton, Dingler's p. J. 1858, 150. Bd. S. 3; Ventilsteuerung v. Revollier Civiling. 1858, 4. Bd. S. 113; desgleichen aus der Fabrik v. Jacobi in Meissen ebendas. S. 139; über Umsteuerungen v. Jenny, Jahrb. der k. k. Bergak. 1858, 8. Bd. S. 172; Volkmar's Umsteuerung für Lokomotive, Civiling. 1859, 5. Bd. S. 179; Polonceau's Umsteuerung ebendas. 1860, 6. Bd. S. 110; Exzenter mit veränderlichem Hub v. Darrien, Revue universelle, 1860, 6. Bd. S. 347; über die Stephenson'sche Coulisse v. Fink, Zeitschr. des Oest. Ing. Ver., 1860,

S. 112; Allan's Coulissensteuerung mit 1 Exzenter, Polyt. Centralblatt 1864, S. 1193; Umsteuerung mit variabler Expansion von Watzka, Zeitschr. des Oest. Ing. Ver., 1865, S. 157; über Coulissensteuerungen von Prof. Gustav Schmidt, ebendas. 1866, S. 33; über Umsteuerungen, besonders für Schiffsmaschinen v. Müller, Zeitschr. deutscher Ing. 1866, 10. Bd. S. 300, dann Zeitschr. des Oest. Ing. Ver. 1867, S. 37; Dickerson's Umsteuerung mit 1 Steuerungs- u. 1 Expansionsexzenter, Polyt. Centralblatt 1869, S. 1; über Steuerungen von Novák, „Erfahrungen" 1869, S. 6; Ventilsteuerung, Civilingenieur 1869, 15. Bd. S. 258. Entlasteter Kreisschieber von Schivre, dem Wilson'schen Hahn ähnlich, Polyt. Centralblatt 1870, S. 1.

Ueber Gewichtsausgleichung der Seile: Schiefe Ebene mit Gegengewicht, Hartmann's B. u. H. Zeitung 1843, 2. Bd. S. 591; über Ausgleichung mit Gegengewichten, Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1861, 7. Bd. S. 27 ff.; bewegl. Korb für Bandseile, ebendas. S. 480; Berechnung der Hanfbandseile v. Leseure, ebendas. S. 347; Berechnung der Spiralkörbe, Preuss. Zeitschr. 1863, 11. Bd. S. 15; die Ausgleichung der Gewichte der Förderseile, eine sehr ausführliche Berechnung der conischen u. Spiralkörbe für Hanf- und Drahtseile, ebendas. 1864, 12. Bd. S. 252; über Berechnung der conischen u. Spiralkörbe, Civiling. 1867, 13. Bd. S. 431; Arzberger, Berechnung der Bobinen u. Bandseile Civilingenieur 1868, 14. Bd. S. 49; Zeichnung von Bobinen (für einen Bremsberg) Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1868, 14. Bd. S. 382.

Ueber Bremsen: Bremse am Schwungrad, Ann. des mines, 1852, 5. Reihe, 1. Bd. S. 478; Dampfbremse ebendas. 1859, 5. Reihe, 15. Bd. S. 569; über Dampfbremsen von Schönemann, Berggeist 1859, Nr. 104; über Bremsen, Revue universelle 14. Bd. S. 47; über Anwendung des Gegendampfes zum Bremsen v. Chansselle, Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1868, 13. Bd. S. 371, und v. Hilt, Preuss. Zeitschr. 1869, 17. Bd. S. 49.

Ueber Seilleitung: Seilscheibenfutter aus Guttapercha, Freiberger B. u. H. Zeitg. 1849, 18. Bd. S. 204; über Seilscheibengerüste Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1859, 5, Bd. S. 321, und 1861, 7. Bd. S. 5; Schönfelder, die baulichen Anlagen etc. in Preussen, 1864, 2. Jahrg., 2. Liefg. S. 23; Berg- u. hütt. Zeitung 1865, S. 184; Freiberger Jahrbuch 1867, S. 210; Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1868, 13. Bd. S. 451 und 1868, 14. Bd. S. 241.

Ueber Nebenapparate: Gegen zu hohes Aufziehen, „Berggeist" 1860, S. 53; Hartmann's B. u. H. Zeitung 1862, 4. Bd. Nr. 37; gegen Stoss beim Anhub Revue 1860, 8. Bd. S. 249; Signalapparat von Buckley, Dingler's polyt. Journal, 1866, 182. Bd. S. 368; Glockensignal Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1868, 13. Bd. S. 472; gegen zu hohes Aufziehen, B. u. H. Zeitung 1867, S. 152, dann Preuss. Zeitschrift 1870, 18. Bd. S. 41, und Zeitschr. des Ver. deutscher Ing. 1870, 14. Bd. S. 268; ein Glockensignal vom Naenser Tunnelbau in Rziha's Tunnelbaukunst, 3. Liefg. S. 432.

B. Maschinen mit Wasserkraft.

Unter Umständen ist die Wasserkraft mit Vortheil für bergmännische Zwecke zu verwenden. Die damit bewegten Maschinen sind, in einzelnen Fällen etwa den Wassersäulengöpel oder grosse unterirdisch einzubauende Wasserräder ausgenommen, minder kostspielig als Dampfmaschinen sammt Kesseln. Die Wasserkraft steht an Orten, wo keine andere Industrie in Concurrenz tritt, frei zur Verfügung, während die Erzeugung des Dampfes grössere oder geringere Auslagen für Brennstoff erfordert.

Wenn also der Wasserzufluss ununterbrochen in genügender Menge stattfindet, wird sich dessen Benützung zum Betrieb der Förderung als zweckmässig herausstellen. Bedeutend ungünstiger gestaltet sich das Verhältniss, wenn, wie meistens der Fall, die natürlichen Wasserläufe mittelst ausgedehnter Fanggräben concentrirt werden müssen, und wenn deren Veränderlichkeit zur Anlage von Sammelteichen nöthigt, welche einen grossen Kostenaufwand verursachen und doch gegen periodische Unterbrechungen der Förderung durch Wassermangel keine sichere Gewähr bieten.

Aus diesen Gründen gibt man bei Kohlenwerken, welche regelmässig grosse Quantitäten zu Tage schaffen sollen, um so mehr der Dampfkraft den Vorzug, als diese Werke selbst den Brennstoff zu geringem Preise liefern. Aber auch bei anderen Grubenbauen finden die Dampfmaschinen eine mit der Verbesserung der Communicationen und entsprechenden Erleichterung der Kohlenzufuhr steigende Verbreitung und so kommt es, dass die Förderung mit Wasserkraft sich gegenwärtig vorzugsweise auf Erzbergbaue beschränkt, die von Kohlengruben weit entfernt, in einer wasserreichen Gegend neu eröffnet werden, oder von früherer Zeit her mit den Einrichtungen zur Sammlung und Leitung der Wässer versehen sind.

An manchen Orten ist Holz noch in hinreichender Menge vorhanden, um Dampfkessel damit heizen zu können, doch erfordert dieser Betrieb einen grossen Waldbestand und der steigende Preis des Holzes wird nicht oft eine dauernde ökonomische Verwendung desselben gestatten.

Die Förderung mittelst Wasserkraft erfolgt durch Wasserräder, Turbinen, Wassersäulenmaschinen und Wassertonnenaufzüge.

Wasserräder.

Da die Bergbaue, welche Wasserkraft zur Förderung benützen, meistens in Gebirgsgegenden liegen, kann durch verhältnissmässig

kurze Gerinne oder Röhrenleitungen ein hinreichendes Gefälle eingebracht werden, um die Räder als oberschlächtige auszuführen, welche den grössten Wirkungsgrad liefern und demgemäss am meisten verbreitet sind.

Berechnung der Wasserradgöpel. Es seien $\mathfrak{M}$ die pr. Sekunde dem Rade zuströmende Wassermenge in Cubikmetern, $\mathfrak{H}$ die Gefällshöhe in Metern, $\gamma = 1000$ Kil. das Gewicht eines Kubikmeters Wasser, q die Förderlast in Kil., v die Fördergeschwindigkeit in Metern und ε der Wirkungsgrad des Rades sammt Arbeitsmaschine, so ist der mittlere reine Effekt

(1) $q v = \varepsilon \mathfrak{M} \mathfrak{H} \gamma.$

Das Wasserrad ist auf diesen mitttleren Effekt einzurichten, weil die wegen des Seilgewichtes nothwendige Aenderung der Leistung durch stärkere oder schwächere Beaufschlagung erreicht wird.

Steht Wasser im Ueberfluss zu Gebote, so ist $\mathfrak{M}$ aus (1) zu berechnen, und der erhaltene Werth bei Ermittlung der Raddimensionen zu Grunde zu legen; man erhält

(2) $\mathfrak{M} = \frac{q v}{\varepsilon \mathfrak{H} \gamma}.$

Die pr. Aufzug zu hebende Last q ist entweder gegeben oder nach Formel (1), S. 138, zu berechnen, und v wie dort zu wählen. Der Wirkungsgrad eines gut construirten oberschlächtigen Wasserrades beträgt 0·7 bis 0·75; wegen der Nebenhindernisse der Arbeitsmaschine, und weil das Rad zu Anfang des Aufzuges mehr, zu Ende weniger als die normale Menge Aufschlagwasser erhalten muss, kann man bei 60 bis 100^{m} Schachttiefe $\varepsilon = 0·65$ bis 0·6, und wenn eine Umsetzung vorhanden ist, gleich 0·6 bis 0·55 setzen.

Ist H die Schachttiefe, $t_1 = \frac{H}{v}$ die Dauer eines Aufzuges und t die Dauer der Pause, so wird die pr. Sekunde Betriebsdauer nothwendige Wassermenge gleich

$$\mathfrak{M} \frac{t_1}{t_1 + t},$$

der wirkliche Zufluss aber muss wegen der während der Pausen eintretenden Wasserverluste durch die Schützen u. s. w. grösser sein.

Ist das Wasserquantum beschränkt, so ergibt sich die Gesammtlast M, welche mittelst einer in gewisser Zeit, z. B. pr. Tag zufliessenden Menge $\mathfrak{M}_1$ gehoben werden kann, aus der Gleichung

$$M H = \varepsilon \mathfrak{M}_1 \mathfrak{H} \gamma,$$

$$M = \varepsilon \mathfrak{M}_1 \gamma \frac{\mathfrak{H}}{H},$$

und soll die Förderung nur periodisch stattfinden, so muss das in den Ruhezeiten zufliessende Wasser in einem Reservoir gesammelt werden. Bei Einsetzung eines Werthes für $\mathfrak{M}_1$ in die obige Gleichung ist ebenfalls auf die Verluste in den Pausen Rücksicht zu nehmen.

Die oberschlächtigen Räder werden nach der Skizze Fig. 440 construirt; das Wasser strömt vom Gerinne g über eine Lutte s in die Radzellen und wird von diesen an der unteren Seite des Rades wieder ausgegossen. Die Radperipherie muss vom Unterwasser um das Freihängen y entfernt angenommen werden, damit bei versandetem Abflusskanal und wegen der Wellenbewegung das Rad im Unterwasser nicht wate, d. h. eintauche. Zieht man von dem Punkte der Radperipherie, wo das Wasser einströmt, einen Halbmesser, der den Winkel α mit der Vertikalen einschliesse, dann eine horizontale Linie bis zum Punkte O, dessen Abstand vom Oberwasserspiegel gleich z sei, bezeichnet man endlich den Radhalbmesser mit $\mathfrak{R}$, so wird die ganze Gefällshöhe $\mathfrak{H}$, d. h. der Abstand zwischen Ober- und Unterwasserspiegel

$$\mathfrak{H} = z + \mathfrak{R} \cos\alpha + \mathfrak{R} + y = z + \mathfrak{R}\,(1 + \cos\alpha) + y,$$

und hieraus folgt der Radhalbmesser

$$(3) \quad \ldots\ldots\ldots \quad \mathfrak{R} = \frac{\mathfrak{H} - z - y}{1 + \cos\alpha}.$$

Der Abstand z bestimmt sich auf folgende Art: Es sei V die Umfangsgeschwindigkeit des Rades, so soll bekanntlich die Geschwindigkeit V_1, mit welcher das von der Schussrinne kommende Wasser die Schaufeln trifft,

$$V_1 = 2V$$

sein. Die Geschwindigkeit V_1 entspricht aber der Druckhöhe z, es ist daher

$$z = \frac{V_1^2}{2g},$$

oder, da wegen der Nebenhindernisse die zur Erzeugung der Geschwindigkeit V_1 nothwendige Druckhöhe den theoretischen Werth übersteigt, richtiger

$$(4) \quad \ldots \quad z = 1{\cdot}1\,\frac{V_1^2}{2g} = 1{\cdot}1\,\frac{4\,V^2}{2g} = 0{\cdot}224\,V^2 \text{ Meter}$$

zu setzen, da $g = 9{\cdot}8088^m$ ist. Der Winkel α kann gleich 15 bis 20^0, das Freihängen $y = 0{\cdot}12$ bis $0{\cdot}18^m$ gesetzt werden. Die Umfangsgeschwindigkeit V sollte mit Rücksicht auf den Effekt nicht mehr als $1{\cdot}5^m$ betragen; aus unten angegebenem Grunde ist man aber

genöthigt, bei Rädern ohne Umsetzung bis auf $V = 2$ bis $2{\cdot}3^m$ zu gehen.

Die Anzahl Umgänge n des Rades pr. Minute ergibt sich

$$(5) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad n = \frac{60\,V}{2\,\mathfrak{R}\pi} = 9{\cdot}55\,\frac{V}{\mathfrak{R}},$$

und die der Treibkörbe, wenn deren Halbmesser gleich R und die Fördergeschwindigkeit v ist,

$$(6) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad n_1 = 9{\cdot}55\,\frac{v}{R}.$$

Der Treibkorbhalbmesser R ist wegen der Biegungsspannung der Drähte hinreichend gross anzunehmen.

Aus dem Verhältniss von n und n_1 ergibt sich die nothwendige Umsetzung. Soll dieselbe wegfallen, so muss $n = n_1$, daher

$$\frac{v}{R} = \frac{V}{\mathfrak{R}},$$

$$(7) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad R = \mathfrak{R}\,\frac{v}{V}$$

sein. Bei den gewöhnlich vorkommenden Radhalbmessern $\mathfrak{R} = 4$ bis 5^m wird für $V = 2{\cdot}3^m$ und $v = 1^m$, $R = 1{\cdot}74$ bis $2{\cdot}17^m$; soll also der Treibkorbhalbmesser R diese mässigen, praktisch noch gut ausführbaren Werthe erhalten, so muss die Umfangsgeschwindigkeit V des Rades gross, die Fördergeschwindigkeit v gering, bei 1^m angenommen werden, um ohne Transmission auszukommen. In diesem Falle werden die Treibkörbe unmittelbar auf der Wasserradwelle befestigt, daher sich eine einfachere Anordnung ergibt, welche um so mehr im Gebrauch steht, als eine grosse Fördergeschwindigkeit wegen der bedeutenden Masse des Rades nicht räthlich, und für die bei Wasserradgöpeln noch oft angewendeten Tonnen u. s. w. nicht zulässig ist.

Die parallel zur Axe gemessene Radbreite b ergibt sich aus der radialen Tiefe a des Zellenraumes und aus der Füllung f, d. h. dem Verhältniss der Wassermengen, welche der Zellenraum aufnimmt und aufzunehmen vermag; die erstere Menge ist pr. Sek. $\mathfrak{M}$, die letztere abV, daher

$$f = \frac{\mathfrak{M}}{abV},$$

und hieraus folgt

$$a = \frac{\mathfrak{M}}{fbV}$$

$$(8) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad a = \sqrt{\frac{a}{b}\,\frac{\mathfrak{M}}{fV}}.$$

Man nimmt $\frac{a}{b} = \frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{6}$, da ein kleiner Werth von a den Hebelsarm vergrössert, an welchem der Wasserdruck wirkt; ferner $f = \frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{5}$, um das zu frühe Ausgiessen des Wassers aus den sich abwärts bewegenden Zellen zu verhüten. Wegen des veränderlichen Seilgewichtes ist nun die Füllung der Zellen zu Anfang des Aufzuges grösser, zu Ende kleiner als der angenommene Werth von f.

Die Verzeichnung der Schaufeln erfolgt auf nachstehende Art. Man beschreibt aus dem Mittelpunkt O Fig. 439 des Rades Kreise mit den Halbmessern $\mathfrak{R}$, $\mathfrak{R} - a$ und $\mathfrak{R} - \frac{a}{2}$, und zieht unter dem Winkel α gegen die Vertikale die Linie OA, welche den Einfallpunkt A des Wassers bestimmt. In der Entfernung $z = 0{\cdot}224\,V^2$ ober A liegt der Spiegel des Oberwassers, und um y unter dem tiefsten Punkt des Rades der Unterwasserspiegel. Der Boden des Gerinnes ist, um eine kurze Schussrinne zu erhalten, daher den Reibungsverlust in derselben herabzusetzen, so nahe über das Rad zu legen, als es die Tragbalken p zulassen. Man trägt nun, in A beginnend, den Schaufelabstand $e = 0{\cdot}3$ bis $0{\cdot}4^m$ wiederholt auf, wodurch sich die Punkte m ergeben, und von m zurück die Entfernungen $mn = \frac{e}{4}$. Der Theil op des durch n geführten Radius gibt den inneren, die Verbindungslinie om den äusseren Theil der Schaufeln. Sollen letztere aus Blech bestehen, so wird die Kante durch eine bei p beginnende Abrundung ersetzt.

Um die Schussrinne zu zeichnen, trägt man $AC = V$ senkrecht zu AO auf, zieht CD parallel zur Schaufelrichtung AB, und schneidet von A aus mit der Länge $V_1 = 2\,V$ auf CD ein, wodurch sich D ergibt. Die Krümmung des Bodens der Schussrinne muss nun einerseits die verlängerte AD, anderseits den Gerinnboden berühren. Der Eintritt des Wassers in das Rad erfolgt dabei ohne Stoss, weil die absolute Geschwindigkeit $2\,V$ die Resultirende aus der relativen AB und der tangentialen $AC = V$ ist.

Beispiel. Es sei die Förderlast $q = 600$ Kil., das Gefälle $\mathfrak{H} = 8^m$, die Schachttiefe $H = 200^m$, die Fördergeschwindigkeit $v = 1{\cdot}2^m$; es soll keine Umsetzung angewendet werden. Nimmt man $\varepsilon = 0{\cdot}62$, so wird nach (1)

$$\mathfrak{M} = 0{\cdot}121 \text{ Cub.-M.}$$

für $V = 2{\cdot}3^m$ erhält man ans (4), (3), (5) und (7)

$$z = 1{\cdot}185^m,\ \mathfrak{R} = 3{\cdot}5^m,\ n = 6{\cdot}28,\ R = 1{\cdot}83^m.$$

Wählt man ferner $\frac{a}{b} = \frac{1}{4}$, $f = \frac{1}{5}$, so ergibt sich aus (8)

$$a = 0{\cdot}256^m,\ b = 4a = 1{\cdot}024^m,$$

oder rund $b = 1^m$, und da ab ungeändert bleiben muss,

$$a = \frac{0{\cdot}256 \,.\, 1{\cdot}024}{1} = 0{\cdot}262^m.$$

Die Eintrittsgeschwindigkeit V_1 des Wassers ist gleich $2 \,.\, 2{\cdot}3 = 4{\cdot}6^m$, und bei einer Entfernung der Schaufeln $e = 0{\cdot}35^m$ ergibt sich die Skizze Fig. 439, in welcher das Geschwindigkeits-Parallelogramm in $^1/_{100}$, das Uebrige in $^1/_{25}$ Naturgrösse gezeichnet ist.

Vorrichtungen zur Wechseldrehung der Treibkörbe. Um die Treibkörbe nach zwei Richtungen drehen zu können, legt man sie auf eine besondere Welle, welche durch einen zur Umkehrung der Bewegung geeigneten Mechanismus, z. B. durch eine Wechseldrehung mit Klauen- oder Friktionskupplung mit der Welle des Wasserrades verbunden ist; oder man construirt letzteres als Kehrrad, d. h. trennt den Zellenraum durch eine parallel zur Radebene stehende Wand in zwei Abtheilungen von der Breite b und mit entgegengesetzter Schauflung, welche durch entsprechend gestellte Schussrinnen abwechselnd beaufschlagt werden.

Im ersten Falle ist eine Friktionskupplung der mit Klauen vorzuziehen, weil die Treibkorbwelle dabei rascher die umgekehrte Bewegung erhält und der Stoss beim Angriff vermieden ist; nur wird bei grosser Seilspannung ein beträchtlicher Druck zwischen den Reibungsflächen nothwendig. Wechseldrehungen überhaupt machen jedoch die Anlage complicirter, kostspieliger und den Betrieb weniger sicher; sie verdienen daher vor dem Kehrrad, obschon dieses schwerer wird als ein einfaches, nur etwa dann den Vorzug, wenn die Treibkörbe wegen grosser Fördergeschwindigkeit ohnedies eine besondere Welle erhalten müssen.

Construktion des Wasserrades. Ueber diesen Gegenstand wird hier vorzüglich nur das den Förderungs-Wasserrädern Eigenthümliche behandelt. Da solche Räder meist in Gegenden vorkommen, welche nicht nur wasser- sondern auch holzreich sind, werden sie ganz oder grösstentheils aus Holz gefertigt. Die Welle erfordert, wenn auch die Körbe darauf zu befestigen sind, 6 bis 9^m Länge und für 500 bis 1000 Kil. Förderlast, 0·7 bis 1^m Stärke; ist ein solcher Stamm nicht zu haben, so wird ein schwächerer verwendet und aufgesattelt, d. h. mit einer Bekleidung von genau zusammengepassten und durch Eisenreife festgehaltenen Balken versehen.

Als Zapfen eignen sich am besten Muffenzapfen, da die früher gebräuchlichen Flügelzapfen weniger dauerhaft halten.

Der Kranz wird mit der Welle durch zwei, bei sehr (etwa über $2b = 2{\cdot}5^{m}$) breiten Kehrrädern durch drei Armsysteme Fig. 457 verbunden. Bei dem gewöhnlich über 6^{m} betragenden Durchmesser des Wasserrades besteht jedes System aus zwei Armkreuzen *a* und *b* und jedes Armkreuz aus 4 Balken, welche je 2 Arme bilden, so dass die Gesammtzahl der letzteren in jedem System 16 beträgt. Der Raum um die Welle in der mittleren Oeffnung des Armsystems, sowie die Räume *e* werden mit Pfosten und Keilen ausgefüllt. Soll das ganze Armsystem in einer Ebene liegen, so werden die Balken an allen Kreuzungspunkten überblattet; zweckmässiger ist es, nur jedes Armkreuz bündig herzustellen, die beiden Kreuze eines Systems an einander zu legen und die Armenden beider Systeme durch Schraubenbolzen in durchaus gleiche Entfernung zu bringen. Die Balken sind dann zwar an den Punkten *n* durch die Ueberblattung noch immer auf die Hälfte geschwächt, durch die Verbindungsschrauben bei *o* jedoch wird die Gefahr des Bruches bedeutend vermindert; auch ist der innere Theil des Systems gegen den von der Verkeilung herrührenden Druck besser gesichert. Beiderseits von den Kreuzungspunkten *n* pflegt man auch sämmtliche Arme durch aufgezogene Eisenringe zu verstärken. Die Ueberblattung an diesen Punkten wird so ausgeführt, wie es unten für die Armkreuze der hölzernen Treibkörbe angegeben ist.

Noch vortheilhafter, wenn gleich kostspieliger, ist die Anwendung gusseiserner Rosetten, von welchen die Arme radial auslaufen; die letzteren bleiben dabei ganz ungeschwächt.

Den Umfang des Rades zeigen Fig. 452 und 453. An den Armenden, welche schwalbenschwanzartig zugeschnitten sind, werden Kränze *a* festgeschraubt, aus einer doppelten Reihe von Felgen bestehend, welche durch Holznägel, radial aufgelegte Eisenschienen und Schrauben verbunden sind; die Bolzen *s* dienen zum Zusammenziehen der Armenden, welche durch breite mit Ausschnitten versehene Pfosten *p* im gehörigen Abstand erhalten werden. An der Innenseite der Radkränze befindet sich der den Zellenraum abschliessende Boden *b*, welcher durch angenagelte Bretter gebildet ist. Die hölzernen Schaufeln werden von der Aussen- und Innenseite der Kränze her in Einschnitte der letzteren geschoben, oder durch dünne an die Radkränze festgenagelte Brettchen, deren Form dem Querschnitt der Zelle entspricht, in ihrer Stellung erhalten. Die letztere Befestigungsart ist die beste für die aus Einem Stück bestehenden gekrümmten Blechschaufeln. Bei Kehrrädern ist ferner ein mittlerer Kranz *k* nothwendig, der aus einer einfachen Reihe

stärkerer Krümmlinge bestehen und durch Bügel und Schraubenmuttern mit den Pfosten *p* verbunden werden kann. Zu beiden Seiten desselben befinden sich die entgegengesetzt stehenden, wie früher befestigten Schaufeln.

Soll der mittlere Kranz zugleich zum Bremsen dienen, so werden am Umfang desselben auswechselbare Schienen oder hölzerne Krümmlinge durch Schrauben mit versenkten Köpfen befestigt.

Bei breiten Kehrrädern, wo drei Armsysteme in Verwendung stehen, können die Enden der mittleren Arme durch Oeffnungen der Pfosten *p* gesteckt und in den mittleren Radkranz eingezapft werden.

Die Zuleitung des Wassers erfolgt durch eine am Boden des Gerinnes angebrachte Klappe, besser durch eine Schütze. Nach Fig. 442 ist die gusseiserne Schütze *a* durch zwei Stangen und Hebel *b* mit einer Welle in Verbindung, welche wie unten für die Bremswelle angegeben bewegt wird; *s* ist die Lutte. Bei Kehrrädern ist eine zweite Lutte s_1 oder Schussrinne nebst Schütze erforderlich; man legt dann zwischen beide Schützen eine gemeinschaftliche Welle und lässt die daran festen Hebel in Schlitze der Schützenstangen greifen, so dass je nach der Stellung der Welle beide Lutten geschlossen sind oder eine derselben offen ist.

Treibkörbe. So wie das Rad werden auch die Körbe häufig ganz aus Holz gefertigt. Bei der Förderung aus constanter Tiefe können dieselben zu einem Ganzen vereinigt werden; es sind dann drei Armkreuze nothwendig, aus je vier wie *aa* oder *bb* in Fig. 457 angeordneten Balken bestehend. Die Verbindung der Arme erfolgt nach Fig. 443 durch Ueberblattung; Fig. 444 ist die Unteransicht des Balkens aa_1, 445 die Seitenansicht von bb_1. Man lässt die zwischen den Einschnitten liegenden Theile a_1 und b_1 der Balken bei *n* und *p* vorragen, damit sie sich gegen *b* und *a* stemmen und beim Aufkeilen des Armkreuzes nicht abgesprengt werden.

Die Kränze werden aus einer Reihe von Krümmlingen hergestellt und diese nach Fig. 448 durch schiefe Ueberblattung, Eisenschienen *e* und Schrauben verbunden. Die Verbindung der Kränze mit den äusseren Armsystemen zeigen Fig. 455 und 456, worin *v* die Verschallung und *a* das Armende bezeichnen, welches abgeschrägt wird, um das Seil stets auf der Verschallung zu erhalten. Der mittlere Kranz kann aus einer doppelten Reihe von Felgen zusammengesetzt und nach Fig. 446 und 447 mit den mittleren Armen verschraubt werden, welche die beiden Abtheilungen des Korbes scheiden. Zuweilen verbindet man noch die Armenden durch parallel zur Welle gelegte Bolzen.

Eine andere Construktion zeigt Fig. 472; zur Stütze der Verschallung dienen dabei die in den Armen eingezapften Riegel *b*.

Bei mehr als 4^{m} Durchmesser sind Hilfsarme nothwendig, deren Verbindung jedoch die Construktion unsolid und schwerfällig macht, so dass in diesem Fall die gewünschte Fördergeschwindigkeit besser durch Anwendung einer Umsetzung erreicht wird.

Zur Förderung aus verschiedenen Tiefen muss einer der Körbe beweglich sein. An der Stelle, wo dieser aufzuschieben kommt, wird die Welle cylindrisch abgedreht und mit Blech beschlagen, der Korb selbst wie früher construirt, jedoch auf einem gusseisernen Muff aufgekeilt. Eine Befestigungsart zeigen Fig. 462 und 463, wobei *w* die Welle, *a* einen Arm des festen und *b* einen Arm des beweglichen Treibkorbes, *m* den Muff des letzteren und *c* den Blechbeschlag der Welle bedeuten. An den Treibkorbarmen werden schmiedeiserne Ringe *e*, welche Fig. 463 im Grundriss zeigt, durch angenietete Lappen und Schrauben befestigt. Die Ringe *e* erhalten in gleichen Abständen Löcher und werden durch die Schrauben *s* verbunden, so dass der feste Korb den beweglichen mitnimmt.

Man kann auch neben dem beweglichen Treibkorb einen starken gusseisernen Muff mit Kranz auf der Welle festkeilen, und durch Schraubenbolzen mit dem an den Treibkorbarmen befestigten Schmiedeisenring verbinden.

Noch eine Befestigungsart zeigt Fig. 475. Darin ist *m* der Muff oder die Nabe des beweglichen Treibkorbes, *a* eine nach der ganzen Länge des Muffes fortlaufende durchbohrte Verstärkung, die einen Bolzen aufnimmt, an welchem der Hebel *b* drehbar ist. Dieser lässt sich einerseits in der mit Löchern versehenen Coulisse *c* verstellen und erfasst anderseits einen der Zapfen *d*, welche in der Wasserradwelle befestigt sind. Nach erfolgter Ausrückung des Hebels *b* ist der Treibkorb lose auf der Welle. Die Zapfen *d* können aber so nahe am Muff *m* nicht leicht solid an der Welle befestigt werden.

Eiserne Treibkörbe sind wie für Förderungsdampfmaschinen zu construiren, doch muss die Nabe wegen der Aufkeilung grössere Länge und genügende Stärke besitzen. Der bewegliche Korb ist am besten durch einen im Innern desselben auf der Welle festgekeilten Muff und Schrauben zu fixiren.

Liegen die Körbe auf einer besonderen Welle, so wird diese mitunter auch aus Holz, mit 0·6^{m} Durchmesser gefertigt. Bei Anwendung einer Friktionskupplung sind die verschiebbaren Conuse auf der eisernen Treibkorbwelle anzuordnen; die letztere kommt senkrecht zur Wasserradwelle zu liegen.

Sonstige Theile der Arbeitsmaschine. Die Bremse ist bei den Wasserradgöpeln gewöhnlich als Hebelbremse ausgeführt, und wirkt bei den Kehrrädern entweder am mittleren Radkranz oder an einem besonderen auf der Wasserradwelle festen Bremskranz.

Im ersten Falle ist wegen des grossen Raddurchmessers ein geringerer Reibungswiderstand zum Hemmen erforderlich, allein das Rad darf keinem starken Frost ausgesetzt sein, weil sonst die Eisbildung die Wirkung der Bremse unsicher macht. Die letztere erhält meistens die in Fig. 458 und 459 skizzirte Anordnung. Zwei am unteren Ende drehbare Balken *a*, an denen die Bremsbacken fest sind, stehen durch Zugstangen und Hebel mit einer ober dem Gerinne *g* liegenden Welle in Verbindung, welche durch eine Oeffnung in der Radstubenwand geht und mittelst des Bremshebels *b* und der Stange *n* gedreht wird. Das sonstige Detail dieser Figuren ist unter „Anordnung“ beschrieben.

Wenn das Rad dem Einfrieren ausgesetzt ist, befestigt man auf der Welle ausserhalb der Radstube eine besondere Bremsscheibe, bestehend aus einem Armkreuz und daran aufgezapften Krümmlingen; dazu wird am besten Eichenholz verwendet und die Verbindungen sind durch Eisenschienen zu verstärken. Der Kranz erhält wieder eine Bekleidung aus Holz oder Eisenschienen. Fig. 470 zeigt eine solche Bremse. Zwischen vier Säulen $s s_1$ befinden sich die Bremshebel $b b_1$, welche auf den Kranz *a* wirken und durch Zugstangen $z z_1$ und den Handhebel *h* bewegt werden. Am Ende von b_1 befindet sich ein Gewicht *g*, das auf einer Unterlage ruht und die Bremse offen hält. Bei abgesondertem Kranz könnten auch Bandbremsen verwendet werden.

Befinden sich die Treibkörbe auf einer besonderen Welle, die Bremse am Rad, so ist eine Hilfsbremse an den Körben für den Fall eines Bruches an der Transmission zweckmässig. Kann man die Bremse nicht am Rad selbst wirken lassen, so ist sie jedenfalls vortheilhafter an der Welle der Körbe als an der des Wasserrades anzubringen, weil dann ein geringerer Druck zum Bremsen erforderlich ist und die Korbwelle auch bei einem Bruch der Transmission gehemmt werden kann. Dieser Fall tritt namentlich ein, wenn eine Wechseldrehung und ein einfaches Wasserrad in Verwendung stehen, welches durch die einseitige Hemmung des Kranzes deformirt werden könnte.

Bei eisernen Treibkörben endlich wird eine besondere Bremsscheibe stets entbehrlich.

A n o r d n u n g. Die im Schemnitzer Bezirk gebräuchliche Anordnung der Wasserradgöpel ohne Umsetzung zeigen Fig. 458 bis 460. Darin sind *w* das Wasserrad, *t* die Treibkörbe, *g* das Gerinne, welches in den Behälter *k* mündet, der zur Sammlung des in den Pausen zufliessenden Wassers dient; die Hebel zur Bewegung der Schützen und der oben beschriebenen Bremse sind bei *M* vereinigt. Ist ein besonderer Bremskranz nothwendig, so wird derselbe zwischen den Körben und der Wand der Radstube angebracht. Letztere erhält an der Innenseite einen ringsum laufenden Absatz von $0·7^{m}$ Breite, um den Zugang zu allen Seiten des Rades zu erleichtern. Das Fundament für die Zapfen ist am besten aus Quadern herzustellen. Das Auswechseln der Welle ist durch Maueröffnungen an deren Stirnseiten ermöglicht. Der Boden der Radstube wird mit Letten gestampft und gedielt, die Wände erhalten eine Verkleidung mit Brettern, welche von dem erwähnten Absatz an freistehend bis oben fortgeführt und mit dem Schindeldach *s* versehen ist, damit man trocken um das Rad herumgehen kann. Endlich ist hie und da eine Oeffnung *o* angebracht, in welcher man Feuer anlegt, um durch den entstehenden warmen Luftzug das Einfrieren des Rades zu hindern.

Das Gefälle ist mitunter so disponirt, dass das Wasserrad i n d e r G r u b e eingebaut werden muss. Man stellt dann die Treibkörbe entweder ober Tags oder gleichfalls unterirdisch auf. Im ersten Falle befestigt man nach Fig. 473 an den Wasserradzapfen zwei unter 90^{0} verstellte Kurbeln mit Gegenkurbeln, von welchen im Ganzen 4 Stangen *g* zu der ebenso ausgerüsteten Treibkorbwelle hinauflaufen. Diese Einrichtung ist statt einfacher Kurbeln mit 2 Stangen nothwendig, damit letztere bei keiner Stellung auf Druck in Anspruch genommen sind, was besonders bei grösserer Länge derselben sehr unvortheilhaft wäre, da die Stangen wegen ihrer von der vertikalen abweichenden Bewegung keine Führungen erhalten können; auch gleichen sich die Gewichte der 4 Stangen gegenseitig aus. Letztere befinden sich in besonderen Schächten, oder man legt die Wasserradwelle so, dass wenigstens das eine Stangenpaar in den Förderschacht fällt, um die bei grösserer Tiefe beträchtlichen Anlagskosten der Hilfsschächte zu reduziren. Es bedarf wol keines besonderen Nachweises, dass die ganze Anordnung unvortheilhaft sei und die mit unterirdischen Treibkörben den Vorzug verdiene.

Für diese gibt Fig. 464*) ein Beispiel. Die Treibkörbe tt_1

*) W e i s b a c h's Ing. u. Masch. Mechanik, 2. Abth. S. 542.

liegen zu beiden Seiten des Wasserrades. Von der Seite *a* des Korbes *t* geht das Seil aufwärts zur entgegengesetzten Seite einer Scheibe *c*, dann durch einen besonderen Schacht *s* vertikal bis ober Tags, endlich über die zwei Scheiben *r* in die Abtheilung *f* des Förderschachtes; das zweite Seil geht von der Seite *b* des Treibkorbes t_1 auf die andere Seite der Scheibe c_1, dann vertikal aufwärts und über eine einzige grössere Scheibe r_1 in die zweite Förderabtheilung f_1. Die Scheiben *r* liegen tiefer als r_1; *c* und c_1 befinden sich in der gleichen Höhe, zum Theil in Erweiterungen des Schachtes *s* und des Förderschachtes. Das leere Fördergefäss muss dabei, um in den Schacht niedergehen zu können, schwer genug sein oder entsprechend belastet werden, dass es gegen das Seilstück zwischen Treibkörben und Seilscheiben das Uebergewicht besitzt; ist dasselbe eine Tonne, so hat man darauf zu achten, dass auch das Ausstürzen möglich sei.

Beiderlei Einrichtungen zeigen indessen noch gemeinschaftliche Nachtheile. Der Maschinist (bei Wasserradgöpeln Bremser genannt) muss entweder in der Nähe des Rades oder am Tagkranz stehen; im ersten Falle sieht derselbe die ankommenden Fördergefässe nicht, im letzten sind 2 bis 3 zur Bewegung der Bremse und der Schützen dienende, bis zum Rad hinabreichende Gestänge nothwendig. Auch verursacht das Aussprengen und Versichern des Raumes für ein grosses Wasserrad namhafte Kosten. Die unterirdische Aufstellung des letzteren soll daher, wenn irgend möglich, vermieden werden.

Betrieb. Das Anlassen eines grossen oberschlächtigen Rades ist dadurch erschwert, dass nach Oeffnung der Schütze erst die oberen Zellen sich ganz füllen müssen, ehe die Bewegung beginnt; diese wird dann in dem Maasse, als die gefüllten Zellen vom Scheitel fortrücken und das statische Moment des Wassergewichtes zunimmt, beschleunigt, daher die folgenden Zellen sich ungenügend füllen; nach geschehener Entleerung des zuerst eingetretenen Wassers an der Unterseite des Rades kommt mithin das letztere wieder ganz oder nahe zum Stillstand und es wiederholt sich das beschriebene Spiel. Soll der regelmässige Gang bald eintreten, so muss die Schütze ganz geöffnet, bei Eintritt der Bewegung sogleich die Bremse angezogen, dann wieder allmälig gelüftet und der Wasserzufluss vermindert werden, bis die normale Menge zuströmt.

Um das Anlassen zu erleichtern, leitet man vom Gerinne ein mit Hahn versehenes Rohr zu den im Niveau der Radwelle gelegenen Zellen; dadurch wird es möglich, das Wasser an der Stelle zuzuführen, wo dessen Gewicht am stärksten auf Drehung wirkt; doch

fällt dem Wärter ein Bewegungsapparat mehr zu. Bei einem Kehrrad könnte übrigens diese Einrichtung auch zum Bremsen benützt werden, indem man der eben ausser Thätigkeit befindlichen Radabtheilung Wasser zuleitet, dessen Gewicht nun der Bewegung des Rades entgegenwirkt.

Da der Wasserkasten ober dem Rade und der letzte Theil des Gerinnes das Wasser aufnehmen, welches gegen Ende des Aufzuges wegen des abnehmenden Seilgewichtes, dann in der Pause erübrigt wird, so ist auch bei constantem Zufluss der grössere Bedarf für den nächstfolgenden Anhub gedeckt.

Wenn das Rad eine Zeit ausser Betrieb steht, z. B. bei Unterbrechung der Förderung über Nacht oder einen Feiertag, zieht sich das Wasser in den unteren Theil des Rades, und da in der oberen Hälfte besonders im Sommer auch eine stärkere Verdunstung stattfindet, erhält die untere ein beträchtlich grösseres Gewicht. In Folge dessen ist das Anlassen doppelt erschwert, die Bewegung zeigt eine Ungleichförmigkeit, welche auch durch die geschickteste Handhabung der Schützen und der Bremse nicht beseitigt werden kann, und nicht früher verschwindet, als bis wieder ein gleichförmiger Grad der Durchnässung eingetreten ist. Diesem Nachtheil wird begegnet, wenn man das Rad von Zeit zu Zeit eine halbe Umdrehung beschreiben lässt, oder bei wenig aufgezogener Schütze in beständiger langsamer Drehung erhält; im letzteren Falle ist keine Aufsicht nothwendig, wird aber mehr Wasser verschwendet.

Turbinen.

Bekanntlich hat in der Praxis die Jonval-(Henschel-)Turbine den Sieg über die anderen Arten dieser Maschinen davongetragen. Die Fourneyron-Turbine ist zwar in Bezug auf Herstellungskosten und Wirkungsgrad nahe gleichwerthig mit der Jonvalschen, dagegen die Montirung und Wartung der letzteren bedeutend leichter, insbesondere der stehende Zapfen, der die meiste Aufmerksamkeit fordernde Theil des Ganzen, bequem zugänglich und in gutem Stande zu erhalten, endlich kann das Rad bis 6 oder 7^m ober dem Unterwasserspiegel aufgestellt werden.

Eine gut construirte Jonval-Turbine gibt denselben Wirkungsgrad wie ein oberschlächtiges Wasserrad (0·7 bis 0·75), so lange sie mit der normalen Wassermenge arbeitet. Bei Verminderung des Zuflusses sinkt der Wirkungsgrad rasch, während dieser bei Wasserrädern nur wenig abnimmt. Ist also das Seilgewicht nicht ausge-

glichen, so geben Turbinen einen kleineren durchschnittlichen Wirkungsgrad. Die Umgangszahl derselben ist ferner so gross, dass jedenfalls eine Umsetzung nothwendig wird; auch erfordern sie eine Vorrichtung zur Wechseldrehung, ausser man wendet das Prinzip der Kehrräder an, welches jedoch bei voll beaufschlagten Turbinen auf zu complicirte Construktionen führt. Wegen der stärkeren Umsetzung werden Turbinen erst bei Gefällen über 10 bis 12^m billiger ausfallen als Wasserräder. Ein Vorzug derselben ist die grössere Beweglichkeit.

Aus diesen Gründen sind Turbinen nur bei höheren als den genannten Gefällen vorzuziehen. Bei voller Beaufschlagung ergibt sich nun aus Redtenbacher's Formeln für Jonval-Turbinen*) die Anzahl n Umgänge des Laufrades pr. Minute

$$n = 87{\cdot}5 \sqrt{\frac{\mathfrak{H}\sqrt{\mathfrak{H}}}{\mathfrak{M}}},$$

wobei $\mathfrak{H}$ die Gefällshöhe in Metern und $\mathfrak{M}$ die Wassermenge pr. Sekunde in Cubikmetern bedeuten. Sei die Förderlast 1000 Kil., die Fördergeschwindigkeit 1^m, so ist die reine Leistung 1000 Kil. M. und bei einem Wirkungsgrad der Anlage gleich $^2/_3$, die nothwendige Rohkraft 1500 Kil. Meter, daher, da ein Cubikmeter Wasser 1000 Kil. wiegt,

$$1000\ \mathfrak{M}\mathfrak{H} = 1500 \text{ oder}$$
$$\mathfrak{M}\mathfrak{H} = 1{\cdot}5.$$

Für $\mathfrak{H} = 10^m$ Gefälle ergibt sich die nothwendige Wassermenge

$$\mathfrak{M} = \frac{1{\cdot}5}{10} = 0{\cdot}15 \text{ Cubikmeter}$$

pr. Sekunde, und die Zahl Umdrehungen

$$n = 1270.$$

Bei doppelter Fördergeschwindigkeit würde

$$\mathfrak{M} = 0{\cdot}3 \text{ und}$$
$$n = 0{\cdot}707 \,.\, 1270 = 900.$$

Die Treibkörbe verrichten dagegen bei 3^m Durchmesser im ersten Falle

$$n_1 = \frac{60}{3\pi} = 6{\cdot}4,$$

im zweiten

$$n_1 = 2 \,.\, 6{\cdot}4 = 12{\cdot}8$$

*) Redtenbacher, der Maschinenbau, Mannheim 1863, 2. Bd. S. 204 u. 205.

Umgänge; daher im ersten Falle eine $\frac{1270}{6{\cdot}4} = 198$ fache, im zweiten noch immer eine $\frac{900}{12{\cdot}8} = 70$ fache Umsetzung nothwendig wäre.

So grosse Umgangszahlen sind, wenn auch praktisch ausführbar, immerhin misslich, und die starke Umsetzung macht die Einrichtung complicirter, erhöht die Gefahr von Brüchen und setzt den Effekt herab. Da aber bei weniger als 10^m Gefäll Wasserräder billiger ausfallen dürften als Turbinen, sind letztere voll beaufschlagt überhaupt selten mit Vortheil zu verwenden, und besser durch Partialturbinen zu ersetzen, welche einen grösseren Durchmesser, daher eine geringere Umgangszahl erhalten. Dieselben lassen sich als Kehrturbinen construiren, und zeigen nur den Nachtheil eines geringen Wirkungsgrades, welcher nicht höher als zu 0·4 bis 0·5 angenommen werden kann.

Soviel aus dem wenigen darüber Bekannten hervorgeht, scheinen die Partial-Fourneyron-Turbinen einen grösseren Wirkungsgrad als die nach dem System Jonval ausgeführten zu liefern; auch sind erstere mehr in Anwendung. Dieselben können mit vertikaler oder horizontaler Axe ausgeführt, von Aussen oder Innen beaufschlagt werden. Bei äusserer Beaufschlagung erhält der Einlauf stets einfache Construktion, der Abfluss erfolgt nur bei vertikaler Axe, also bei Tangentialrädern gut. Die Wasserzuleitung von Innen ist wieder bei horizontaler Axe, daher bei Schwamkrugturbinen leichter einzurichten. Man hat also zwischen diesen beiden Arten zu wählen, von welchen die erstere die einfachste Construktion des Einlaufes gestattet, die letztere den stehenden Zapfen vermeidet. Bei gleichem Effekt würde übrigens eine Partial-Jonvalturbine mit horizontaler Axe am meisten entsprechen, weil sie beide obige Vortheile zu vereinigen gestattet.

Berechnung der Tangentialräder. Die Tangentialräder von Escher, Wyss und Comp. in Zürich sollen einen Wirkungsgrad von 0·65 bis 0·7 ergeben, allein dieses Resultat wird von Redtenbacher mit gutem Grunde bezweifelt. Nach den sonstigen Daten scheint es angemessen, den reinen Wirkungsgrad nicht grösser als 0·5, und mit Rücksicht auf die mit dem Gefälle $\mathfrak{H}$ zunehmende Umgangszahl und Umsetzung den Wirkungsgrad ε des Turbinengöpels

$$(9) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad \begin{cases} \text{für } \mathfrak{H} = 10 \text{ bis } 40^m \\ \varepsilon = 0{\cdot}4 \text{ bis } 0{\cdot}35 \end{cases}$$

zu setzen. Die Ursache der geringen Leistung scheint darin zu liegen, dass die Radkanäle nur abwechselnd gefüllt und wieder entleert

werden, daher die Bewegung der Wassertheile eine unregelmässigere ist als bei Vollturbinen. Dieser Mangel an Regelmässigkeit ist auch der Grund, warum die praktischen Ergebnisse mit den Resultaten der Theorie so wenig stimmen, und eine strengere Durchführung der letzteren keinen Erfolg hat.

Seien q die Förderlast, G das Seilgewicht, v die Fördergeschwindigkeit, $\mathfrak{H}$ das nach Abzug des Verlustes durch den Röhrenwiderstand bleibende Gefälle, $\mathfrak{M}$ die zu Anfang des Aufzuges nothwendige Wassermenge pr. Sekunde, so ist

$$(q + G)\, v = 1000\, \varepsilon \mathfrak{M} \mathfrak{H},$$

(10) $$\mathfrak{M} = \frac{(q + G)\, v}{1000\, \varepsilon \mathfrak{H}} \text{ Cubikmeter.}$$

Auf diese Menge ist die Turbine zu berechnen. Bei ungeändertem Werth von ε würde sich die pr. Sekunde Dauer des Aufzuges nothwendige durchschnittliche Wassermenge ergeben, wenn man in obigem Werthe $G = 0$ setzt; der wirkliche mittlere Bedarf ist aber grösser, weil der Wirkungsgrad ε während des Aufzuges wegen verminderter Beaufschlagung sinkt.

Fig. 491 ist der Horizontalschnitt eines Tangentialrades; das Wasser strömt aus dem Zuflussrohr durch den Einlaufkanal r, welcher nach Umständen mit Leitschaufeln versehen wird, zum Rad, und an dessen Innenseite wieder ab. Redtenbacher*) gibt folgende Formeln ohne Rücksicht auf Nebenhindernisse:

(11) $$\frac{\mathfrak{R}_2}{\mathfrak{R}_1} = {}^3/_4 \text{ bis } {}^4/_5$$

(12) $$\beta_2 = 15 \text{ bis } 20^0$$

(13) $$\sin \beta_1 = \sin \beta_2 \frac{\mathfrak{R}_2}{\mathfrak{R}_1}$$

(14) $$\beta_0 = 90 - \frac{\beta_1}{2}$$

(15) . . $$\begin{cases} p = 4 \text{ bis } 5, \text{ wenn 1 Einlauf,} \\ p = 3 \text{ bis } 4, \text{ wenn deren 2 vorhanden sind;} \end{cases}$$

(16) $$b = {}^1/_4 \mathfrak{R}_1$$

(17) $$U_1 = \sqrt{2 g \mathfrak{H}}$$

(18) $$\mathfrak{R}_1 = \sqrt{\frac{\mathfrak{M}}{U_1} \frac{p}{2 \pi k \sin \beta_0} \frac{\mathfrak{R}_1}{b}}$$

(19) $$v_1 = \frac{U_1}{2 \cos \beta_0}$$

*) Der Maschinenbau, 2. Bd. S. 220.

(20) $n = 9{\cdot}548 \frac{v_1}{\mathfrak{R}_1}$

(21) $i_1 = 35 + 50\,\mathfrak{R}_1$.

Darin bedeuten: $\mathfrak{R}_1$ den äusseren und $\mathfrak{R}_2$ den inneren Radhalbmesser; $\beta_1\,\beta_2$ die Winkel der äusseren und inneren Radschaufelenden, β_0 den der Leitschaufelenden gegen den Radumfang; p das Verhältniss zwischen dem ganzen Radumfang und dem Theil desselben, an welchem das Wasser einströmt; b die Radhöhe; U_1 die Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers, g die Acceleration der Schwere, $\mathfrak{H}$ das nutzbare Gefälle; $\mathfrak{M}$ die Wassermenge pr. Sekunde, k den Coëfficienten für den Ausfluss des Wassers aus dem Leitapparat; v_1 die Umfangsgeschwindigkeit, n die Umgangszahl des Rades, i_1 die Zahl Radschaufeln.

Die Längeneinheit ist der Meter.

Zur Berechnung einer Förderturbine können obige Ausdrücke modifizirt werden. Da wegen geringer Umgangszahl stets ein grosser Halbmesser genommen wird, kann man statt (11) den bestimmten Werth

(22) $\frac{\mathfrak{R}_2}{\mathfrak{R}_1} = {}^4/_5$

festsetzen. Der Winkel β_2 ist nicht an den Werth (12) gebunden, sondern soll überhaupt möglichst klein sein, weil dann auch die absolute Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser das Rad verlässt, und der entsprechende Effektsverlust gering werden. Man kann daher (12) weglassen, dafür β_0 so klein als die Construktion des Einlaufes es zulässt, etwa

(23) $\beta_0 = 10^0$

annehmen; hiemit wird nach (14) und (13)

(24) . . . $\beta_1 = 180 - 2\,\beta_0 = 160^0,\ \beta_2 = 25^0$.

Die Gleichung (13) entspringt ferner aus der Bedingung, dass der Querschnitt der Radkanäle an der Austrittsseite gross genug sein muss, um das Wasser mit der entsprechenden relativen Geschwindigkeit abströmen zu lassen. Diese Bedingung kann auch in folgender Art ausgedrückt werden: es muss

$$a_1\,u_1 = a_2\,u_2$$

sein, unter $a_1\,a_2$ die Dicke und unter $u_1\,u_2$ die relative Geschwindigkeit des in einen Radkanal ein- und davon austretenden Wasserstrahles verstanden. Nun sollen nach Redtenbacher's Theorie u_1 und u_2 nahe gleich sein den Umfangsgeschwindigkeiten v_1 und v_2, welche den Halbmessern $\mathfrak{R}_1$ und $\mathfrak{R}_2$ proportional sind; man hat daher auch

$$a_1\,\mathfrak{R}_1 = a_2\,\mathfrak{R}_2,$$

(25) $a_2 = \frac{\mathfrak{R}_1}{\mathfrak{R}_2} a_1$,

und es sind die Schaufeln so zu verzeichnen, dass dieser Bedingung Genüge geleistet wird, und β_2 gleich 25^0 oder etwas kleiner wird. Um die Grösse a_1, d. h. die zur relativen Eintrittsgeschwindigkeit u_1 normale Dicke des Wasserstrahles zu finden, denke man sich Fig. 491 die äussere cylindrische Fläche des Rades in unendlich kleine Theile von der Länge l zerlegt, so ist die Dicke q des an l einströmenden Wasserstrahles

$$q = l \sin(180 - \beta_1) = l \sin \beta_1 .$$

Die Summe der auf eine Radzelle entfallenden Längen l ist aber $\frac{2 \mathfrak{R}_1 \pi}{i_1}$ und die Summe der entsprechenden Grössen q gleich $a_1 + \delta_1$, wobei δ_1 die Schaufeldicke bedeutet; es wird also

$$a_1 + \delta_1 = \frac{2 \mathfrak{R}_1 \pi}{i_1} \sin \beta_1$$

und wegen $\beta_1 = 160^0$,

(26) $a_1 = 2{\cdot}15 \frac{\mathfrak{R}_1}{i_1} - \delta_1$.

Die Dicke δ_1 kann bei Blechschaufeln

(27) $\begin{cases} \text{für } \mathfrak{R}_1 = 0{\cdot}5 \text{ bis } 1^m \\ \delta_1 = 0{\cdot}005 \text{ „ } 0{\cdot}006^m, \end{cases}$

die Schaufelzahl i_1 kleiner als nach (21), etwa

(28) $i_1 = 25 (1 + 2 R_1)$

gesetzt werden.

Die Werthe (15) von p ergeben für Förderturbinen nach (18) zu kleine Halbmesser $\mathfrak{R}_1$, daher zu bedeutende Umgangszahlen. In der That findet man p bei ausgeführten Apparaten erheblich grösser als nach (15). Es scheint daher angezeigt, statt (15) nur festzusetzen, dass p nicht kleiner als 5 sein solle, und $\mathfrak{R}_1$ entsprechend zu wählen, d. h. so, dass sich nach (20) keine zu hohe Umgangszahl n ergibt. Soll also $p \geqq 5$ sein, so muss nach (18), wenn man darin noch die Werthe (17), (23), (16) und $k = 0{\cdot}78$ setzt,

(29) $\mathfrak{R}_1 \geqq 2{\cdot}3 \sqrt{\frac{\mathfrak{M}}{\sqrt{\mathfrak{H}}}}$

angenommen werden. Zu gross darf jedoch $\mathfrak{R}_1$ auch nicht sein, weil sonst die Radhöhe b gross und die Mündung des Einlaufes zu schmal wird.

Aus (20) folgt wegen (19), (17) und (23)

$$n = 21{\cdot}5 \frac{\sqrt{\mathfrak{H}}}{\mathfrak{R}_1};$$

wegen der Nebenhindernisse wird jedoch die vortheilhafteste Umgangszahl geringer und kann etwa

(30) $n = 16 \frac{\sqrt{\mathfrak{H}}}{\mathfrak{R}_1}$

gesetzt werden.

Die Umgangszahl der Treibkörbe ist

(31) $n_1 = 9{\cdot}55 \frac{v}{R}$,

unter v die Fördergeschwindigkeit und unter R den Treibkorbhalbmesser verstanden.

Ist i_0 die Zahl und a_0 die Weite der Kanäle des Einlaufes, so hat man

$$\mathfrak{M} = k\, i_0\, a_0\, b \frac{a_1}{a_1 + \delta_1} U_1,$$

da die Radschaufeln den Querschnitt des Wasserstrahles im Verhältnisse von $a_1 + \delta_1$ zu a_1 verengen. Wegen (16), (17) und $k = 0{\cdot}78$ folgt hieraus

(32) $i_0\, a_0 = \frac{1{\cdot}16\, \mathfrak{M}}{\mathfrak{R}_1 \sqrt{\mathfrak{H}}} \frac{a_1 + \delta_1}{a_1}$.

Der Durchmesser des Einlaufrohres $\mathfrak{D}$ endlich wird, wenn das Wasser sich darin mit $1{\cdot}1^m$ Geschwindigkeit bewegt,

(33) $\mathfrak{D} = 1{\cdot}075 \sqrt{\mathfrak{M}}$.

Man erhält mithin die nachstehenden Formeln zur Berechnung:

Winkel der Schaufelenden (Fig. 491) . . . $\beta_0 = 10^0$, $\beta_1 = 160^0$

Umgangszahl der Treibkörbe $n_1 = 9{\cdot}55 \frac{v}{R}$

Wirkungsgrad $\varepsilon = 0{\cdot}4$ bis $0{\cdot}35$ für $\mathfrak{H} = 10$ bis 40^m

Wassermenge pr. Sekunde $\mathfrak{M} = \frac{(q + G)\, v}{1000\, \varepsilon\, \mathfrak{H}}$

Aeusserer Radhalbmesser $\mathfrak{R}_1 \gtreqless 2{\cdot}3 \sqrt{\frac{\mathfrak{M}}{\sqrt{\mathfrak{H}}}}$

Umgangszahl der Turbine $n = 16 \frac{\sqrt{\mathfrak{H}}}{\mathfrak{R}_1}$

Radhöhe „ „ $b = 0{\cdot}25\, \mathfrak{R}_1$

Schaufelzahl „ „ $i_1 = 25\,(1 + 2\, \mathfrak{R}_1)$

Schaufeldicke $\delta_1 = 0{\cdot}005$ bis $0{\cdot}006$ für $\mathfrak{R}_1 = 0{\cdot}5$ bis 1^m

Dicke des eintretenden Wasserstrahles . . . $a_1 = 2{\cdot}15 \frac{\mathfrak{R}_1}{i_1} - \delta_1$

Produkt aus der Zahl i_0 und der Weite

a_0 der Einlaufkanäle $i_0\, a_0 = \frac{1{\cdot}16\, \mathfrak{M}}{\mathfrak{R}_1 \sqrt{\mathfrak{H}}} \frac{a_1 + \delta_1}{a_1}$

Innerer Radhalbmesser $\mathfrak{R}_2 = {}^4/_5\, \mathfrak{R}_1$

Dicke des austretenden Wasserstrahles $a_2 = {}^5/_4\, a_1$

Durchmesser des Einfallrohres $\mathfrak{D} = 1{\cdot}075 \sqrt{\mathfrak{M}}$.

Man wählt $\mathfrak{R}_1$ der angegebenen Bedingung entsprechend und so gross, dass n namentlich im Verhältniss zu n_1 nicht zu hoch steigt. Nach Ermittlung von $i_0 a_0$ ist i_0 zu wählen, danach ergibt sich a_0; je mehr Leitkanäle, desto genauer erhält das Wasser die entsprechende Richtung, doch soll a_0 gegen b nicht zu klein werden.

Als praktisch noch gut ausführbare Werthe, welche man ohne Noth nicht überschreiten sollte, sind folgende zu bezeichnen:

$$\mathfrak{R}_1 = 1^{\text{m}},\ \frac{n}{n_1} = 30,\ \frac{b}{a_0} = 10.$$

Man wird sich überzeugen, dass diese Grenzen nicht mehr eingehalten werden können, sobald das Gefälle über 30 bis 40^{m} steigt.

Beispiel. Es sei $q = 800$, $G = 1000$ Kil., $v = 0{\cdot}6^{\text{m}}$, $H = 20^{\text{m}}$, $R = 1{\cdot}4^{\text{m}}$. Man erhält $n_1 = 4{\cdot}1$, und wenn man $\varepsilon = 0.37$ setzt,

$$\mathfrak{M} = 0{\cdot}0811 \text{ Cub. M. pr. Sekunde.}$$

Ferner muss

$$\mathfrak{R}_1 \overline{\overline{>}}\, 0{\cdot}311^{\text{m}}$$

sein. Wählt man $\mathfrak{R}_1 = 0{\cdot}7$, so wird

$$n = 102,$$

daher das Umsetzungsverhältniss

$$\frac{n}{n_1} = 25,$$

mittelst zweier Paare von Zahnrädern noch ausführbar. Weiters wird

$$b = 0{\cdot}175^{\text{m}},\ i_1 = 60;$$

für $\delta_1 = 0{\cdot}005^{\text{m}}$

$$a_1 = 0{\cdot}020^{\text{m}},\ i_0\, a_0 = 0{\cdot}0376.$$

Nimmt man nur einen Einlaufkanal, also $i_0 = 1$, so ergibt sich dessen Weite

$$a_0 = 0{\cdot}0376^{\text{m}} \text{ und } \frac{b}{a_0} = 4{\cdot}3$$

nicht zu gross. Ferner wird

$$\mathfrak{R}_2 = 0{\cdot}56^{\text{m}},\ a_2 = 0{\cdot}025^{\text{m}},\ \mathfrak{D} = 0{\cdot}3^{\text{m}}.$$

Die durchschnittliche Wassermenge pr. Sekunde Dauer des Aufzuges ergibt sich aus der Formel für $\mathfrak{M}$, indem man darin $G = 0$ setzt, gleich $0{\cdot}065$; wegen abnehmenden Wirkungsgrades werden indessen etwa $0{\cdot}07$ Cub. M. erforderlich sein.

Ein Aufzug dauert bei 140^{m} Schachttiefe $\frac{140}{0{\cdot}6} = 233$ Sek., und ist die Dauer

der Pause 80 Sek., so wäre der Wasserverbrauch pr. Sekunde Betriebsdauer

$$\frac{233}{233 + 80} 0{\cdot}07 = 0{\cdot}052,$$

oder wegen der Verluste in den Pausen zu aller Sicherheit gleich 0·06 Cub. M. anzunehmen.

Die Verzeichnung der Leit- und Radkanäle ist auf folgende Art auszuführen. Man zieht Fig. 491 an einem Punkte m des nahe am äusseren Radumfang beschriebenen Bogens $m\,n$ eine Linie $m\,p$ unter dem Winkel $\beta_0 = 10^0$ gegen die Tangente zu m, bestimmt den Punkt n des Bogens mn, welcher von mp um a_0 absteht, und zieht durch n wieder eine Linie $n\,q$ unter dem Winkel β_0 gegen die Tangente; mp und $n\,q$ sind dann die inneren Begrenzungen des Einlaufes. Soll dieser mehrere Kanäle erhalten, so zieht man, wenn die Zwischenwände aus Blech anzufertigen sind, in einem Abstand gleich der Blechdicke eine Parallele zu $n\,q$, für Gusseisenwände dagegen bestimmt man den Punkt des Bogens mn, welcher von $n\,q$ um die der Wand am Ende zu gebende Dicke absteht, zieht durch diesen Punkt eine Linie unter dem Winkel β_0 gegen die Peripherie und wiederholt in beiden Fällen die frühere Construktion.

Um die Radschaufeln zu verzeichnen, theilt man den Radumfang, an welchem das Wasser eintritt, in i_1 Theile, und zieht durch zwei von den Theilpunkten o und s Radien, deren Durchschnitte mit dem anderen Radumfang den Abstand der Radschaufelenden an der Austrittsseite ergeben. Man zieht ferner durch einen der Theilpunkte s eine Linie $s\,y$ unter dem Winkel β_1 gegen die Tangente zum Radumfang, wählt einen Punkt u, in welchem die bei s beginnende Schaufelcurve endigen soll, trägt uv = der Entfernung der Radschaufel-Enden auf und beschreibt aus v einen Kreisbogen mit dem Halbmesser $a_2 + \delta_1$. Nun zieht man eine Curve, welche im Punkte s die Linie $s\,y$, dann den mit dem Halbmesser $a_2 + \delta_1$ beschriebenen Bogen berührt, im Punkte u endigt und die Radperipherie bei u unter einem Winkel schneidet, der etwas kleiner als 25^0 ist. Lässt sich keine entsprechende Linie auffinden, so ändert man die Stellung des Punktes u und versucht die Construktion von Neuem. Ist eine Curve su ermittelt, welche den obigen Bedingungen entspricht, so zieht man zu derselben in dem Abstande δ_1 eine Aequidistante, welche die Rückseite darstellt, und verzeichnet dann die übrigen Schaufeln. Dies kann mit beliebiger Genauigkeit ausgeführt werden, indem man durch die Anfangspunkte der Schaufelcurven Radien zieht, zwischen dem äusseren und inneren Radumfang eine Anzahl concentrischer Kreise beschreibt, und die auf diesen

Kreisen gemessenen Abstände der ersten Schaufelcurve *su* von dem zugehörigen Radius *st* für die weiteren Curven überträgt.

Fig. 491 stellt das in dem obigen Beispiele berechnete und in der angeführten Art verzeichnete Tangentialrad in $^1/_4$ Naturgrösse dar.

Berechnung der Schwamkrugturbinen. Diese unterscheiden sich von den Tangentialrädern im Prinzipe nur dadurch, dass der Eintritt des Wassers an der Innen- statt an der Aussenseite des Rades erfolgt; es können daher mit wenigen Abänderungen für beide die gleichen Formeln zur Berechnung gebraucht werden. Bezeichnet man wie früher die Halbmesser der Radumfänge, an denen Ein- und Austritt stattfinden, mit $\mathfrak{R}_1$ und $\mathfrak{R}_2$, so ist nun $\mathfrak{R}_1$ der innere und $\mathfrak{R}_2$ der äussere Halbmesser. Das Wasser wird nach Fig. 490, welche den Vertikalschnitt einer Schwamkrugturbine darstellt, am tiefsten Punkt des Rades zugeleitet, um das Gefälle möglichst vollständig auszunützen.

Der Winkel β_0 ist zur Erleichterung der Construktion des Einlaufes etwas grösser als früher, etwa $\beta_0 = 15^0$, daher $\beta_1 = 150^0$ zu nehmen. Dadurch ändern sich die Ausdrücke für $\mathfrak{R}_1$, a_1 und n, der letztere aber so wenig, dass der frühere Werth dafür beibehalten werden kann; für $\mathfrak{R}_2$, a_2 und β_2 ergeben sich die Werthe

$$\mathfrak{R}_2 = {}^5/_4\,\mathfrak{R}_1,\ a_2 = {}^4/_5\,a_1,\ \beta_2 = 23^0.$$

Man kann mithin die Berechnung nach den Formeln S. 254 u. 255 ausführen, von welchen nur die für nachstehende Grössen sich ändern. Es wird

$$\beta_0 = 15^0,\ \beta_1 = 150^0$$

$$\mathfrak{R}_1 \gtreqqless 1{\cdot}9 \sqrt{\frac{\mathfrak{M}}{\sqrt{\mathfrak{H}}}}$$

$$a_1 = 3{\cdot}14\,\frac{\mathfrak{R}_1}{i_1} - \delta_1$$

$$\mathfrak{R}_2 = {}^5/_4\,\mathfrak{R}_1$$

$$a_2 = {}^4/_5\,a_1.$$

Als Grenzen für die zulässigen Werthe der Grössen können folgende angenommen werden:

$$\mathfrak{R}_1 = 0{\cdot}8^m,\ \frac{n}{n_1} = 30,\ \frac{b}{a_0} = 10.$$

Beispiel. Für den im vorigen Beispiele angenommenen Fall wird

$$n_1 = 4{\cdot}1,\ \mathfrak{M} = 0{\cdot}0811 \text{ Cub. Meter},\ \mathfrak{R}_1 \gtreqqless 0{\cdot}26^m.$$

Für $\delta_1 = 0{\cdot}005$ und $\mathfrak{R}_1 = 0{\cdot}56^m$ erhält man $n = 128$, $\frac{n}{n_1} = 31$, $i_1 = 53$, rund 54, $a_1 = 0{\cdot}0275^m$, $i_0\,a_0 = 0{\cdot}0444$.

Das obige Umsetzungsverhältniss ist eben noch zulässig. Nimmt man $i_0 = 3$ Leitkanäle, so wird

$$a_0 = 0{\cdot}0148^{\text{m}},\ b = 0{\cdot}14^{\text{m}},\ \frac{b}{a_0} = \frac{0{\cdot}14}{0{\cdot}0148},$$

der letztere Werth noch kleiner als 10; ferner

$$\mathfrak{R}_2 = 0{\cdot}7^{\text{m}},\ a_2 = 0{\cdot}022^{\text{m}},\ \mathfrak{D} = 0{\cdot}3^{\text{m}}.$$

Fig. 490 zeigt die oben berechnete Schwamkrugturbine in $^1/_4$Naturgrösse. Dabei ist angenommen, dass zur Regulirung des Zuflusses ein cylindrischer auf der Fläche *de* gleitender Schieber verwendet werde und der Einlauf ganz aus Gusseisen bestehe. Der letztere ist auf folgende Art zu verzeichnen: Man zieht durch einen Punkt *m* eine Curve *mp*, welche in *p* radial ausläuft und am anderen Ende den Winkel β_0 mit der Linie einschliesst, die den Bogen *mn* in *m* berührt, sucht den Punkt *n*, welcher von der Curve *mp* um a_0 absteht und beschreibt durch *n* eine zu *mp* congruente Linie *nq*; dann bestimmt man den Punkt m_1, welcher von *nq* um die den Leitschaufel-Enden zu gebende Dicke δ_0 absteht, zieht durch m_1 wieder eine zu *mp* und *nq* congruente Curve u. s. w.

Die Radschaufeln sind nach der S. 256 gegebenen Anleitung zu construiren, welche sich auch auf Fig. 490 bezieht, in der die entsprechenden Bezeichnungen erscheinen; nur muss der Winkel der Schaufelenden *u* gegen den Radumfang etwas kleiner als 23 statt 25° werden.

Regulirung der Wassermenge. Der Apparat zur Aenderung des Wasserzuflusses soll so beschaffen sein, dass der Wasserstrahl stets unter dem Winkel β_0 gegen die Peripherie des Rades tritt und im Einlauf keine plötzliche Querschnittsänderung erleidet. Diese Forderungen sind jedoch nicht leicht vollständig zu erfüllen.

Bei Schwamkrugturbinen findet man, wenn nur ein Einlaufkanal *mnpq* Fig. 490 vorhanden ist, die eine Wand *mp* desselben um ein Charnier bei *p* drehbar gemacht*); dabei ändert sich jedoch die Richtung des Wasserstrahles. Zweckmässiger ist daher die Bewegung von *mp* nach einem zum Radumfang concentrischen Kreise, mittelst einer bei *m* sich anschliessenden gekrümmten Zahnstange und eines Getriebes**); bei mehreren Einlaufkanälen, wie in Fig. 490, kann man auf *de* einen innen gezahnten, gekrümmten

*) Erfahrungen 1855, S. 5.

**) In dieser Art ist der in den Erfahrungen 1861, Taf. 2 dargestellte Einlauf für eine Partial-Jonvalturbine, mit geradliniger Bewegung des Schiebers, construirt.

Schieber legen und durch ein Getriebe bewegen.*) Bei dieser Regulirungsart ist eine grössere Zahl Leitkanäle auch deshalb vortheilhaft, damit die plötzliche Querschnittsänderung, welche der Schieber durch theilweisen Verschluss eines der Kanäle hervorbringt, sich auf einen geringeren Theil der ganzen Wassermenge erstreckt. Doch erfolgt eine solche Aenderung auch beim Eintritt des Wassers in die ganz geöffneten Leitkanäle. Der Einlauf muss gehörig erweitert sein, um den Schieber und seine Führung aufzunehmen.

Für Tangentialräder mit einem Einlaufkanal ist der von Mengershausen**) angegebene Apparat zu empfehlen, bei welchem die Wand nq Fig. 491 nach einem zum Radumfang concentrischen Kreise bewegt wird. Bei mehreren Einlaufkanälen macht man deren Zwischenwände mittelst Zahnstangen und Getrieben nach ihrer eigenen Längenrichtung verschiebbar***); wird z. B. nq von n gegen q bewegt, so wächst a_0, und nimmt bei umgekehrter Bewegung ab. Oder man legt über die gegen das Einfallrohr gekehrten Mündungen der Leitkanäle, senkrecht zu deren mittlerer Richtung, einen Schieber†); dabei ist der Regulirungsapparat einfacher, doch die Bewegung des Wassers mehr gestört.

Vorrichtung zur Wechseldrehung. Um die Treibkörbe nach beiden Richtungen bewegen zu können, wird entweder eine besondere Vorrichtung angewendet oder die Turbine als Kehrturbine construirt.

Der einfachste unter den separaten Mechanismen zur Wechseldrehung ist in Fig. 474 dargestellt und besteht aus zwei Kegelrädern k, die an einem gemeinschaftlichen auf der Vorgelegewelle a mittelst Keilnuth verschiebbaren Muff befestigt sind, und einem an der Turbinenspindel b aufgesteckten conischen Getriebe; die Umsteuerung durch Verschiebung der Räder k ist nur beim Stillstand oder sehr langsamem Gang der Turbine ausführbar, weil sonst die Zähne von k nicht in die Lücken des Getriebes gebracht werden können.

Ferner benützt man Klauen- oder Friktionskupplungen, von welchen letztere, wie bei Wasserrädern bemerkt, den Vorzug verdienen. Legt man die Friktionsscheiben auf eine schnell laufende von den Wellen, so ist ein geringerer Druck zum Mitnehmen erforder-

*) Erfahrungen 1866, S. 1.

**) Zeitschr. des Oest. Ing. Vereines 1859, S. 1.

***) Redtenbacher, der Maschinenbau, 2. Bd. Taf. 11 Fig. 4.

†) Erfahrungen 1866, S. 3.

lich, dagegen reiben sich die Naben der losen Kegelräder schneller aus. Bei grossem Durchmesser der Friktionsscheiben ist wieder ein geringerer Druck zwischen den Reibungsflächen nothwendig, dagegen sind die losen Scheiben schwerer verschiebbar; übrigens ist der erwähnte Durchmesser von dem der zugehörigen Kegelräder abhängig.

Die Construktion als Kehrturbine ist bei Tangentialrädern unschwer auszuführen; die Schaufeln werden mit angeschnittenen Zäpfchen zwischen drei Kränzen vernietet, deren mittlerer die beiden entgegengesetzt geschaufelten Abtheilungen des Rades scheidet; der oberste kann aus Gusseisen bestehen und durch Arme mit einer Nabe verbunden sein, die auf der Turbinenwelle aufgekeilt wird. Die beiden Einläufe gehen von einem gemeinschaftlichen am Ende des Einfallrohres befindlichen Kasten aus und werden durch zwei abgesonderte Schieber regulirt. Ist die eine Abtheilung beaufschlagt, so wirkt die andere ähnlich einem Ventilator, wodurch ein, wenn auch bei geringer Umgangszahl nicht bedeutender Widerstand hervorgerufen wird. Zur Verhütung dessen kann man an dem Theil des inneren Radumfanges, wo kein Wasser austritt, eine cylindrische Wand möglichst nahe anschliessend aufstellen. Dadurch ist auch verhütet, dass bei Ingangsetzung des Rades, während dasselbe noch geringe Geschwindigkeit besitzt, das Wasser quer durch das Innere bis in die gegenüberliegenden Zellen einschiesst.*)

Bei Schwamkrugturbinen wird der Einlaufapparat weniger einfach, wenn sie als Kehrturbinen auszuführen sind. Man kann zwei durch Zahnräder bewegliche Schieber anordnen, welche die dem Einfallrohr zugekehrten Mündungen der Einlaufkanäle abschliessen. Für den Gebrauch wäre ein gemeinschaftlicher Schieber bequemer, der für gerade oder kreisförmige Bewegung, auch für Tangentialräder, nach Fig. 461 ausgeführt werden könnte, wobei aa_1 die inneren Mündungen der Einlaufkanäle, *bcde* den Schieber bedeuten, der je nach seiner Stellung die beiden Einläufe deckt oder einen derselben offen lässt, doch grosse Dimensionen erhält.

Bei Kehrturbinen kann durch Anwendung von Gegenwasser auch gebremst werden; nebstdem ist selbstverständlich an einem der Treibkorbkränze eine Bremse nothwendig.

Anordnung. Fig. 474 zeigt die Anordnung der von Grübler

*) Eine Kehrturbine mit den obigen Einrichtungen, von Grübler zu Idria ausgeführt, ist von Gstöttner in den „Erfahrungen“ 1866, S. 3 beschrieben.

am Franciscischacht bei Idria aufgestellten Förderturbine*); diese ist eine Whitelaw'sche (schottische); *c* ist das Laufrad, *d* eine Drosselklappe zur Regulirung des Zuflusses. Die Vorrichtung zur Wechseldrehung wurde oben beschrieben; die Welle *a* treibt mittelst Stirnräder die Treibkörbe *tt*. Die gleiche Anordnung zeigt ein von Demselben am Theresiaschacht erbautes Tangentialrad**), als Kehrturbine construirt, bei welchem eines der Räder *k* weggelassen, das andere auf der Welle *a* fest ist.

Die Anordnung einer am Stefanschacht zu Pribram von Novàk aufgestellten Partialturbine mit horizontaler Welle zeigt Fig. 471***); darin sind *r* das Laufrad, *w* eine Wechseldrehung mit Friktionskupplung, *t* die Treibkörbe.

Ein Turbinenhaspel, am Haller-Salzberg vom Ingenieur Rochelt aufgestellt, ist durch Fig. 465 und 466 im Vertikal- und Horizontalschnitt dargestellt. Das Turbinenrad *r* besteht aus zwei Blechkränzen, deren einer durch schmiedeiserne Arme mit der gusseisernen, an der Welle festen Rosette verbunden ist. Zwischen den Kränzen befinden sich die Schaufeln. Das Wasser wird durch eine bei *k* angebrachte Drosselklappe abgesperrt. Zur Regulirung beim Betrieb dient eine Klappe, welche durch einen drehbaren Zahn geschlossen wird, an dessen Axe der belastete Hebel *l* befestigt ist. Letzterer steht durch eine Stange mit dem Handhebel *m* in Verbindung, mittelst dessen der erwähnte Zahn aufgedreht werden kann, wobei die Klappe sich durch den Wasserdruck öffnet. Die Welle des Laufrades bewegt mittelst einer wie in Fig. 474 construirten Wechseldrehung die Trommeln *aa*, zwischen welchen sich der Bremskranz *b* befindet; das Bremsband wird durch den Hebel *c*, eine vertikale Schraubenstange und das Handrad *d* bewegt, der Muff der Räder *e* durch den Hebel *f*, der in einen Hals am Muff eingreift. Die Steuerapparate *f d m* sind dem erhöht stehenden Wärter bequem zur Hand. Der Canal *p* leitet das verbrauchte Wasser ab.

Eine von Braunsdorf bei Freiberg aufgestellte Förderturbine ist in Weisbach's Ingenieur- und Maschinen-Mechanik†) beschrieben.

*) Erfahrungen 1857, S. 1.

**) Ebendas. 1866, S. 3.

***) Ebendas., S. 1.

†) 3. Band S. 546.

Wassersäulenmaschinen.

Bei Gefällen, welche die für Partialturbinen zulässige Grenze übersteigen, sind Wassersäulenmaschinen zum Betrieb der Förderung im Gebrauch. Das unter höherem Druck zuströmende Wasser wirkt dabei auf den im Treibcylinder spielenden Treibkolben, dessen Bewegung wie bei einer Dampfmaschine an eine Kurbelwelle übertragen wird. Aus denselben Gründen wie dort gibt man dem Prinzip der doppelten Wirkung den Vorzug; besondere Aufmerksamkeit erfordert der Umstand, dass das Wasser im Gegensatz zum Dampf unzusammendrückbar ist.

Da die Kolbengeschwindigkeit vom Gefälle unabhängig, und letzteres nur für die Wandstärken der Leitungsröhren und Cylinder massgebend ist, können Wassersäulenmaschinen für die höchsten beim Bergbau vorkommenden Gefälle angewendet werden. Ein Nachtheil der Benützung zur Förderung liegt jedoch in dem veränderlichen Seilgewicht; die Maschine muss für den grössten Widerstand construirt werden, und verbraucht auch bei Abnahme desselben stets die gleiche Wassermenge pr. Sekunde, weil das Volum des Kolbenschubes ungeändert bleibt. Die kleinere Leistung kann nur dadurch erzielt werden, dass man durch Verengung der Zu- oder Abflussröhren den Ueberdruck des Wassers auf den Kolben, also gewissermassen das Gefälle künstlich herabsetzt. Daher ist für Wassersäulengöpel eine Ausgleichung des Seilgewichtes besonders vortheilhaft.

Der Wirkungsgrad dieser Maschinen beträgt bei ganz geöffneten Zu- und Abflussröhren, also wenn der grösste Widerstand vorhanden ist, 0·6 und darüber, kommt mithin dem der Wasserradgöpel nahe gleich; der durchschnittliche Wirkungsgrad für den ganzen Aufzug aber ist bei unausgeglichenem Seilgewicht geringer und nimmt bei wachsender Schachttiefe ab. Desgleichen arbeitet die Maschine ungünstiger, wenn die Förderlast kleiner als die normale ist. Die Anlagskosten stellen sich jedenfalls höher als bei den anderen durch Wasser betriebenen Fördermaschinen; man wird daher nur dann zum Bau eines Wassersäulengöpels schreiten, wenn das Gefälle für jene entschieden zu gross ist.

Berechnung. Die zum Betrieb nothwendige Wassermenge ergibt sich wie für Partialturbinen nach (10)

$$\mathfrak{M} = \frac{(q + G)\,v}{1000\,\varepsilon\,\mathfrak{H}} \text{ Cub. Meter,}$$

wobei q die Förderlast, G das Seilgewicht, v die Fördergeschwindig-

keit, $\mathfrak{H}$ das Gefälle und ε den Wirkungsgrad zu Anfang des Aufzuges, bei ganz geöffnetem Wasserzufluss, bedeuten.

Eine genaue Ermittlung von $\mathfrak{M}$ ist wünschenswerth, denn nimmt man diesen Werth zu klein, so ergibt sich die Kolbenfläche für den Anhub zu gering, während im umgekehrten Falle der Wasserverbrauch höher als nothwendig steigt. Der letztere Nachtheil ist der geringere, daher für ε ein kleiner Werth zu setzen ist. Der Wirkungsgrad ε schwankt zwischen 0·45 und 0·6; bei einigermassen guter Construktion kann man mit Sicherheit auf $\varepsilon = 0{\cdot}5$ rechnen. Es ergibt sich dabei

$$(34) \quad \ldots\ldots\ldots \quad \mathfrak{M} = \frac{(q + G)\, v}{500\, \mathfrak{H}}.$$

Dieser Verbrauch ist während des Aufzuges constant; in den Pausen wird etwa 0·1 $\mathfrak{M}$ pr. Sek. wegen Undichtheit der Steuerung, der Kolben u. s. w. abströmen, und hienach lässt sich der Wasserverbrauch pr. Sekunde Betriebsdauer ermitteln.

In der Regel werden die Wassersäulengöpel ohne Umsetzung und mit zwei Cylindern ausgeführt. Auf jeden der letzteren entfällt die Menge $^1/_2\, \mathfrak{M}$, und wegen der Wasserverluste kann man annehmen, dass $^1/_2\, \mathfrak{M}$ um 20% grösser sei, als der vom Kolben zurückgelegte Raum; sind daher O_1 die wirksame Fläche und c die Geschwindigkeit des Kolbens, so ist

$$^1/_2\, \mathfrak{M} = 1{\cdot}2\; O_1\, c$$

$$(35) \quad \ldots\ldots\ldots \quad O_1 = \frac{\mathfrak{M}}{2{\cdot}4\; c}.$$

Ist O die Gesammtfläche des Kolbens, o der Querschnitt der Kolbenstange, so wird, wenn die letztere wie gewöhnlich nur einerseits vom Kolben fortgeführt ist,

$$(36) \quad \ldots\ldots\ldots \quad O = O_1 + \frac{o}{2},$$

im entgegengesetzten Falle

$$(37) \quad \ldots\ldots\ldots \quad O = O_1 + o.$$

Es ist zweckmässig, den Stangenquerschnitt o sogleich annähernd nach dem auf die Fläche O_1 wirkenden Wasserdruck zu berechnen, weil bei grossem Gefälle $\mathfrak{H}$ nach (34) $\mathfrak{M}$ klein, daher nach (35) auch O_1 klein wird, und der Stangenquerschnitt von merklichem Einfluss auf die Gesammtfläche O ist. Bezeichnen d den Durchmesser, l die Länge der Kolbenstange, m den Modulus der Elastizität, so kann man nach der Formel für die Druckfestigkeit langer cylindrischer Stäbe den Wasserdruck auf O_1

$$O_1 \mathfrak{H} \gamma = \frac{m}{16} \pi^2 \left(\frac{d}{l}\right)^2 o$$

setzen. Nun ist

$$d^2 = \frac{4o}{\pi},$$

die Länge l ungefähr gleich dem 1·5 fachen Kolbenhub s, und bei 25 facher Sicherheit kann für Schmiedeisen $m = 800,000000$ pr. Quadr. Meter gesetzt werden; man erhält daher nach entsprechender Reduktion

$$O_1 \mathfrak{H} = 280,000 \frac{o^2}{s^2}$$

(38) $o = \frac{s}{530} \sqrt{O_1 \mathfrak{H}}.$

Der Kolbenlauf s ergibt sich, indem man die Dauer eines Kolbenhubes der Dauer einer halben Umdrehung der Treibkörbe, d. h.

$$\frac{s}{c} = \frac{\pi R}{v}$$

setzt,

(39) $s = 3{\cdot}14 \ R \frac{c}{v}.$

Die Zahl Wellenumgänge oder doppelter Kolbenläufe pr. Minute ist

(40) $n = 9{\cdot}55 \ \frac{v}{R};$

dabei bedeutet R den Treibkorbhalbmesser.

Man berechnet zuerst die Wassermenge $\mathfrak{M}$ aus (34), dann O_1 aus (35), s aus (39), o aus (38), die Kolbenfläche O aus (36) oder (37), endlich n aus (40). Nebst R und v muss dabei die Kolbengeschwindigkeit c gewählt werden. Ein grosser Werth derselben ist aus demselben Grunde wie bei Dampfmaschinen vortheilhaft; wegen der bei Absperrung des Wasserzutrittes in die Cylinder sich ergebenden hydraulischen Stösse, welche mit der Druckhöhe wachsen, ist es jedoch gerathen, für $\mathfrak{H} = 30$ bis 120^m, c nicht grösser als 0·3 bis $0{\cdot}2^m$ zu nehmen.

Das Verhältniss zwischen s und dem Cylinderdurchmesser ist ziemlich unwesentlich und kann zwischen weiten Grenzen schwanken.

Die ausgeführten Wassersäulengöpel fördern meist nur mit geringer Geschwindigkeit, bei welcher ein Schwungrad nothwendig wird. Die Berechnung des letzteren kann wie für Förderungsdampfmaschinen S. 155 erfolgen, wobei in (39) wegen des Vorhandenseins zweier Cylinder 1000 statt 10000, $\varphi = 1$,

$$N = \frac{(q + G)\, v}{75}$$

zu setzen ist, das Verhältniss $\mu = {}^1/_5$ genommen werden kann, und von dem sich ergebenden Gewicht des Schwungringes das auf dessen Halbmesser $\mathfrak{R}$ reduzirte Gewicht $\mathfrak{G}$ der Treibkorb-Umfänge und eines Seiles abzuschlagen kommt; man erhält daher den Coëfficienten

$$C = 1500,$$

und das Schwungradgewicht

$$(41) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad P = 20000 \, \frac{(q + G)\, v}{\mathfrak{R}^2 \, n^3} - \mathfrak{G}.$$

Der Querschnitt der sämmtlichen Leitungen, durch welche das Wasser strömt, als: Einfall- und Abflussröhren, Steuerungscylinder, Gurgelröhren, ist durch die Rücksicht bestimmt, dass bei grosser Weite der Leitungen deren Kosten, bei kleinen die Widerstände gegen die Bewegung des Wassers steigen. Man nimmt in der Regel an, dass die Geschwindigkeit des Wassers ungefähr 1^m betragen soll, und unter dieser Annahme wird der Querschnitt der Röhren, je nachdem sie die ganze oder nur die Wassermenge für einen der Cylinder fortleiten, beziehungsweise gleich $\mathfrak{M}$ oder $\frac{\mathfrak{M}}{2}$ Quadratmeter.

Die Wandstärken der gusseisernen Cylinder können nach der Redtenbacher'schen Formel*)

$$\delta = 0{\cdot}004 \, (n - 1) \, D + 0{\cdot}005 \text{ Meter}$$

berechnet werden, wobei δ die Wandstärke, D den Durchmesser der betreffenden Röhre und n die absolute Pressung des Wassers in Atmosphären bedeuten. Da die Höhe einer Wassersäule, deren Druck gleich ist einer Atmosphäre, 10^m beträgt, wäre

$$n - 1 = 0{\cdot}1 \, \mathfrak{H}$$

zu setzen. Wegen der hydraulischen Stösse ist es jedoch räthlich, den Druck wenigstens 1·5 mal so gross als den hydrostatischen, also

$$n - 1 = 0{\cdot}15 \, \mathfrak{H}$$

zu setzen, und hiemit folgt

$$(42) \quad . \; . \; . \; . \; . \quad \delta = 0{\cdot}0006 \, D \, \mathfrak{H} + 0{\cdot}005 \text{ Meter.}$$

Beispiel. Es seien $q = 700$ Kil., $G = 300$ Kil., $v = 1^m$, $R = 1{\cdot}4^m$, das nach Abzug des Verlustes durch den Röhrenwiderstand verbleibende Gefälle $\mathfrak{H} = 90^m$, die Schachttiefe $H = 200^m$. Man erhält aus (34)

$$\mathfrak{M} = 0{\cdot}0222 \text{ Cub. M.}$$

Die Dauer eines Aufzuges ist $\frac{200}{1} = 200$ Sek., und sei die Dauer der

*) Der Maschinenbau, 1. Bd. S. 243.

Pause 80 Sek., der Verlust in derselben 0·1 $\mathfrak{M}$ pr. Sek., so wird der durchschnittliche Wasserbedarf pr. Sek. Betriebsdauer

$$\frac{200 . 0{\cdot}0222 + 80 . 0{\cdot}1 . 0{\cdot}0222}{280} = 0{\cdot}0166 \text{ Cub. M.},$$

wofür rund 0·017 anzunehmen wäre.

Die Maschine ist auf $\mathfrak{M} = 0{\cdot}0222$ zu berechnen. Man erhält aus (35), (39) und (38) für $c = 0{\cdot}25^m$

$$O_1 = 0{\cdot}037, \; s = 1{\cdot}1, \; o = 0{\cdot}0038,$$

daher den Durchmesser der Kolbenstange

$$d = 0{\cdot}07^m,$$

und wenn diese nur einseitig vom Kolben fortläuft, nach (36) den Querschnitt O und Durchmesser D des Cylinders

$$O = 0{\cdot}0389, \; D = 0{\cdot}223^m,$$

endlich aus (40)

$$n = 6{\cdot}82.$$

Nimmt man den Schwungradhalbmesser $\mathfrak{R} = 3^m$, und sei das Gewicht der Treibkorbkränze sammt Verschallung und einem der Seile 3000 Kil., so ist

$$\mathfrak{G} = 3300 \left(\frac{1{\cdot}4}{3}\right)^2 = 718,$$

und nach (41) wird

$$P = 6300 \text{ Kil.}$$

Bei 30 Cent. Höhe und 15 Cent. Breite des Querschnittes erhält der Schwungring nahe das obige Gewicht.

Die Wandstärke des Cylinders folgt, da sein Durchmesser $D = 0{\cdot}223$ ist,

$$\delta = 0{\cdot}017^m,$$

wofür man rund 2 Cent. nehmen kann.

Steuerung und sonstige Bestandtheile. Der Treibkolben erhält gewöhnlich die aus Fig. 469 ersichtliche Construction. Derselbe besteht aus drei gusseisernen oder messingenen Scheiben, zwischen denen zwei Lederstulpe *s* durch die Gegenmuttern *m* eingeklemmt sind. Die Stulpe werden in Form runder Scheiben ausgeschnitten, durch Liegen in einer erhitzten Mischung von Repsöl und Unschlitt geschmeidig gemacht und hierauf durch Pressen in die dargestellte Form gebracht. Der über die Metallscheiben etwas vorstehende Rand des Stulpes ist zugeschärft und wird durch den Wasserdruck selbst an die Cylinderwand gepresst.

Die Steuerung erfolgt meist durch Kolben, die eine vollständige Ausgleichung des Wasserdruckes gestatten. Fig. 482 zeigt im Horizontal- und Fig. 481 im Vertikalschnitt nach *A B* die Einrichtung einer Kolbensteuerung. Der Treibcylinder *t* steht an beiden Enden durch Gurgelröhren $g\, g_1$ mit dem Steuerungscylinder *s* in Verbindung. An letzteren schliessen sich die Einfallröhre *e* und zwei Abflussröhren $a\, a_1$; im Steuerungscylinder befinden sich zwei Kolben $k\, k_1$, die mittelst eines auf der Kurbelwelle befestigten Exzenters bewegt werden, welches der Kurbel um 90° nacheilt. Bei

der angedeuteten mittleren Stellung des Treibkolbens befinden sich die Steuerungskolben am Ende ihres Hubes, das Einfallwasser strömt aus e durch den Steuerungscylinder und das Gurgelrohr g in den Treibcylinder, das verbrauchte Wasser gelangt von der anderen Seite des letzteren durch g_1 in das Abflussrohr a_1. Die Steuerungskolben bewegen sich, während der Treibkolben das Ende seines Laufes erreicht, in die mittlere Stellung, schliessen dabei die Gurgelröhren ab, und setzen ihren Lauf in gleicher Richtung fort, wodurch g_1 mit e und g mit dem Abflussrohre a in Verbindung tritt so dass die Strömung des Wassers dem nun eintretenden Rücklauf des Kolbens entspricht. Man ersieht hieraus, dass der Raum zwischen den Steuerungskolben stets mit dem Einfallrohr, die Räume ausserhalb derselben mit den Abflussröhren communiciren, daher auf die Kolben stets gleiche und entgegengesetzte Drücke wirken und bei der Bewegung nur die Kolbenreibung zu überwinden ist.

Die Steuerkolben bestehen nach Fig. 468 aus einer Anzahl Lederscheiben l, die durch Schraubenmuttern zwischen zwei Metallplatten m eingepresst sind.

Der Querschnitt der Röhren $e\,s\,a\,a_1$ Fig. 482 ist nach S. 265 gleich $^1/_2\,\mathfrak{M}$ zu setzen, daher ergibt sich deren Durchmesser

$$d = \sqrt{\frac{4\,\mathfrak{M}}{2\,\pi}} = 0{\cdot}8\,\sqrt{\mathfrak{M}}.$$

Der Querschnitt der Gurgelröhren, der ebenfalls $= 0{\cdot}5\,\mathfrak{M}$ sein muss, wird meist rechteckig angenommen. Seien h Fig. 481 die Höhe und b Fig. 482 die Breite des Querschnittes, so wird

$$b = \frac{\mathfrak{M}}{2\,h}.$$

Damit der Hub der Steuerkolben gering wird, ist es vortheilhaft, wenn b klein, daher wenn h gross ist. Man kann h gleich dem Durchmesser d des Steuercylinders setzen.

Da das Wasser im Treibcylinder nicht zusammendrückbar und ausdehnsam ist, dürfen die Steuerungskolben die Gurgelröhren eben nur im Momente des Hubwechsels des Treibkolbens abschliessen, weil sonst einerseits vom letzteren ein luftleerer Raum, anderseits eine zu hohe Spannung entstehen würde, die einen Bruch zur Folge haben müsste. Um dieser Gefahr zu begegnen, sieht man sich genöthigt, den Steuerungskolben eine etwas geringere Breite als den Gurgelröhren zu geben; auch führt man deren Liederung absichtlich nicht ganz dicht schliessend aus. Die Folge ist besonders im letzteren Falle ein Verlust an Steuerungswasser. Daher bringt

Bornemann*) bei jedem Gurgelrohr 2 Sicherheitsventile an, deren eines mit der Einfall-, das andere mit der Abflussröhre in Verbindung steht. Das erste lässt Wasser ab-, das letztere einströmen, wenn der Druck im Cylinder den der Gefällshöhe entsprechenden übersteigt oder unter den atmosphärischen sinkt; die Einrichtung wird aber durch diese Ventile, deren im Ganzen 8 nothwendig sind, complicirter.

Die Umsteuerung erfolgt analog der Schieber- oder Hahn-Umsteuerung bei Dampfmaschinen. Einen dazu dienenden Hahn zeigt Fig. 467; derselbe ist mit zwei Bohrungen *no* versehen und in sein Gehäuse münden das Einfall- und das Abflussrohr EA, ferner zwei Röhren e und a, welche mit e und $a\,a_1$ in Fig. 482 communiziren. Bei der Stellung Fig. 467 strömt das Einfallwasser aus E durch u und e in die Mite des Steuercylinders, das verbrauchte von den Enden des letzteren durch a und o nach A. Wird der Hahn in der Richtung des Pfeiles um 90⁰ gedreht, so stehen E und a durch n, A und e durch o in Verbindung, die Vertheilung des Wassers im Treibcylinder erfolgt umgekehrt gegen früher, die Bewegung des Kolbens und die Drehungsrichtung der Kurbelwelle sind die entgegengesetzten. Bei Zwischenstellungen des Hahnes wird der Wasserdurchgang erschwert, der Ueberdruck auf die Treibkolben vermindert, es lässt sich also die Betriebskraft dem Widerstand entsprechend reguliren.

Eine Kolben-Umsteuerung zeigen Fig. 486 bis 488.**) Darin sind E_1 das Einfall-, A_1 das Abflussrohr, $A\,E$ vertikale Röhren, welche A_1 mit den Enden und E_1 mit dem mittleren Theil des Umsteuerungscylinders C verbinden; $a\,e$ Röhren, welche wie früher zu den Steuerungscylindern geführt sind. In C befinden sich zwei Kolben mit gemeinschaftlicher Stange, welche bei der Stellung $k\,k$ die Verbindung zwischen E_1 und e, A_1 und a, bei der Stellung $k_1\,k_1$ die zwischen E_1 und a, A_1 und e offen lassen. Zur Bewegung der Kolben dienen die Zahnstange z und ein an der Welle des Handrades h festes Getriebe. Die Einrichtung ist etwas complicirter als die vorige, dagegen der Wasserdruck auf die Kolben ausgeglichen, was allerdings auch bei einem Hahn durch sogenannte Elidirungsräume erreichbar ist.

*) Freiberger Jahrbuch 1856, S. 192.

**) Am Michaelschacht bei Schemnitz (Jahrb. d. k. k. Bergak. 1858, 8. Bd. S. 130) und am Einigkeitsschacht bei Joachimsthal (Erfahrungen 1853, S. 27) ausgeführt.

Es könnten ferner wie bei Förderdampfmaschinen Umsteuerungsschieber, desgleichen alle für Vertheilungsschieber ohne Voreilen und äussere Ueberdeckung angegebenen Steuerungsmechanismen benützt werden. In der That kommt das lose Exzenter bei einem ausgeführten Wassersäulengöpel*) vor; dasselbe wird durch ein daran festes Handrad relativ gegen die Welle gedreht.

Ventile mit eigenthümlichem Umsteuerungsapparat sind bei englischen Wassersäulengöpeln angewandt.**)

Ausser den Steuerungstheilen ist noch ein Schieber oder ein Ventil im Einfallrohr nothwendig, um den Zutritt des Einfallwassers gänzlich abzusperren. Dieser Apparat wird gewöhnlich an der oberen Mündung der Einfallröhre in dem Reservoir, welches das Aufschlagwasser sammelt, angebracht. Endlich findet man auch Regulirungsvorrichtungen, am besten Drosselklappen, in der Nähe der Maschine im Zu- und Abflussrohr eingesetzt, um die Triebkraft am Kolben dem Widerstande anzupassen; die Klappe im Zuflussrohr vermindert den Druck des Einfallwassers auf den Treibkolben, die andere vergrössert den Gegendruck, erfüllt also den gleichen Zweck. Es genügt daher eine solche Klappe, und bei der Umsteuerung mit Hahn oder Kolben kann mittelst dieser selbst die Regulirung erfolgen, daher die Drosselklappe ganz wegbleiben.

Soll die Maschine still stehen, so werden die Umsteuerungskolben oder der Hahn in die mittlere Stellung gebracht. Um behufs einer Reparatur die Maschine zerlegen zu können, muss man das Wasser ganz aus den Einfallröhren ablassen können, und diese zu dem Behufe durch ein mit Hahn versehenes Rohr mit dem Abfluss in Verbindung setzen.

Die Arbeitsmaschine ist wie bei Förderungsdampfmaschinen einzurichten, die Befestigung der Cylinder, Führungen u. s. w. lässt sich wie bei Dampfmaschinen überhaupt ausführen. Die Maschine wird zuweilen auf einen Holzrahmen gestellt, doch ist es zweckmässiger, von dieser jetzt überhaupt seltenen Fundirungsart abzugehen und als Unterlage Gusseisenplatten zu verwenden, die mit dem gemauerten Fundament verankert werden. Bei unterirdischer Aufstellung dürfen die einzelnen Theile nur solche Dimensionen und Gewichte erhalten, dass sie mit den vorhandenen Mitteln in den Schacht eingelassen und an Ort und Stelle gebracht werden können.

*) Zeitschrift deutscher Ing. 1863, S. 21.

**) Revue universelle, 1860, 8. Bd. S. 40; B. u. h. Zeitung v. Bornemann und Kerl, 1861, 15. Bd. S. 46.

Anordnung. Da die hohen Gefälle, welche zum Bau von Förderungs-Wassersäulenmaschinen führen, meist nur in der Grube vorkommen, befinden sich diese Maschinen gewöhnlich unter Tags; das Einfallwasser wird durch den Förderschacht zugeleitet, zur Ableitung des verbrauchten Wassers ist ein zu Tage ausmündender Stollen erforderlich. Die Seile werden bis zu den Seilscheiben meist durch den Förderschacht selbst geleitet und gehen dann wieder in die Treibabtheilungen herab. Die Aufstellung in der Grube bringt übrigens die bei Wasserrädern angegebenen Nachtheile mit sich, und es ist das dort S. 247 über das Gewicht der Fördergefässe Gesagte zu berücksichtigen.

Die Einrichtung des von Adriany im Andreasschachte zu Schemnitz erbauten Wassersäulengöpels, dem die meisten seither aufgestellten nachgebildet sind, zeigen Fig. 483 bis 485 in der Vorder- und Seitenansicht und im Grundriss. Darin sind t die Treib- und s die Steuerungscylinder, g die Gurgelröhren, h der früher beschriebene, in Fig. 467 durchschnittene Hahn zur Umsteuerung, E das Einfall- und A das Abflussrohr. Das vom Hahngehäuse ausgehende Rohr e ist durch e_1 mit dem mittleren Theil der Steuerungscylinder, das Rohr a mit a_1 und dieses durch die zwei gekrümmten Röhren a_2 mit den Enden der Steuerungscylinder in Verbindung; n sind die Exzenter zur Bewegung der Steuerkolben, T die Treibkörbe, S das Schwungrad. Die Maschine ist seitwärts vom Schachte aufgestellt, die Seile laufen zur Unterseite von Scheiben, die etwas in den Schachtquerschnitt vorragen, und von da am Schachtstoss bis zu den Seilscheiben ober Tags. Das Gefälle beträgt circa 110 Meter. Diese Maschine zeigt einen sehr ruhigen Gang.

Da die Treibkörbe von den nächstliegenden Seilscheiben hinreichend weit entfernt sein müssen, um eine regelmässige Seilaufwindung zu ermöglichen, so wird unter Umständen die Aussprengung eines grösseren Raumes nothwendig und dadurch die Anlage der Maschine vertheuert; auch ist die doppelte Krümmung der Seile über je zwei Seilscheiben nachtheilig. Beide Uebelstände sind bei dem von Bergrath Faller und Maschinenfabrikant Kachelmann am Michaelschacht bei Schemnitz ausgeführten, in Fig. 480 und 479 im Auf- und Grundriss skizzirten Wassersäulengöpel*) vermieden. Derselbe ist zur abwechselnden Förderung und Wasserhebung bestimmt. Die Treibcylinder t sind näher zusammengerückt, als beim Adriany'schen Göpel, da sich die Kurbeln an einer kurzen Trans-

*) Jahrbuch der k. k. Bergakademieen für 1858, 8. Bd. S. 126.

missionswelle befinden; s sind die Steuerungscylinder, in welche an den Enden und in der Mitte die gekrümmten Röhren a_1 e_1 münden, die durch die Leitungen a und e mit dem oben beschriebenen Kolben-Umsteuerungsapparat Fig. 486 bis 488 in Verbindung stehen; n die Exzenter zur Bewegung der Steuerkolben. Die Kurbelzapfen befinden sich an den Armen zweier Stirnräder $z\,z_1$, die mit den beiden ebenso grossen Rädern $x\,x_1$ in Eingriff stehen. Das Rad x_1 treibt mittelst der Schubstange p die Pumpengestänge, an der Welle des Rades x befindet sich der eine Treibkorb, der zweite ist etwas höher gestellt und die Wellen beider sind durch zwei Zahnräder o gekuppelt. Die Treibkörbe T, welche sich dem zu Folge entgegengesetzt drehen, ragen etwas in den Schacht hinein, die Seile laufen von derselben Seite der Körbe am Schachtstoss aufwärts bis zu den ober Tags befindlichen Seilscheiben r, welche in verschiedener Höhe, und in der aus dem Grundriss ersichtlichen Stellung angebracht sind, um ihnen den genügenden Durchmesser geben zu können. Einer der Treibkörbe ist behufs Umlegens des Seiles beweglich. Um nach Belieben fördern oder Wasser heben zu können, ist ein Mechanismus angebracht, welcher die Lager der Wellen von x sowohl als von x_1 zu verschieben gestattet, so dass entweder der Eingriff von x_1 und z_1 oder von x und z aufhört. Die zwei Lager einer Welle werden immer gleichzeitig, und zwar senkrecht zur Richtung der letzteren bewegt.

Mit dem Adriany'schen stimmt in der Anordnung der mit den oben erwähnten Sicherheitsventilen versehene Wassersäulengöpel von Bornemann zu Freiberg*) überein; der von Hültl zu Felsöbanya erbaute ist mit einer zwischen den Steuerungscylindern aufgestellten Kolben-Umsteuerung versehen**); dieselbe Anordnung zeigt der Göpel zu Raibl.***) Am Einigkeitsschacht zu Joachimsthal wurde 1852 eine solche Maschine mit vertikalen ober der Treibkorbwelle stehenden Cylindern und Kolben-Umsteuerung ausgeführt.†)

Eine Anordnung mit zwei unter 45° geneigten, jedoch nicht oszillirenden Cylindern, mit gemeinschaftlicher Kurbel und losem Exzenter zur Umsteuerung stammt von Schönemann††); die Maschine dient zur Förderung aus einem flachen Schachte.

*) Freiberger Jahrb. 1856, S. 184; Civiling. 1856, S. 138.

**) Erfahrungen 1867, S. 1.

***) Ebendas. 1869, S. 2.

†) Ebendas. 1853, S. 24.

††) Zeitschr. deutscher Ing. 1863, 7. Bd. S. 21.

In England stehen zweierlei Arten Wassersäulenmaschinen zur Förderung in Verwendung: doppeltwirkend mit 2 oder 4 geneigten Cylindern und Kolbensteuerung und einfachwirkend mit horizontalen Cylindern und Ventilen. Die Kolbengeschwindigkeit soll 0·5 bis 0·7^{m}, und bei einer auf der Bleigrube zu Allenheads arbeitenden Maschine der durch Pumpen hervorgebrachte Wasserdruck 46 Atmosphären betragen.*)

Wassertonnenaufzüge.

Das Prinzip dieser Maschinen stellt Fig. 477 dar. Ueber eine Rolle r ist ein Seil oder eine Kette geschlagen, an deren Enden das Fördergefäss f und ein Wassergefäss w hängen. Bei der tiefsten Stellung des ersteren befindet sich das letztere am obern Ende der Förderbahn, und kann durch eine Rohrleitung mit Wasser gefüllt werden, dessen Gewicht das Seil in Bewegung setzt und die Förderlast hebt. Zu Ende des Aufzuges werden beide Gefässe entleert, und der Rückgang erfolgt selbstthätig, daher das Fördergefäss schwerer sein muss als das Wassergefäss.

Ein solcher Aufzug kann einfachwirkend genannt werden, da nur bei den abwechselnden Huben gefördert wird; einen doppeltwirkenden Wassertonnenaufzug zeigt Fig. 489. Bei diesem sind an jedem Seilende ein Förder- und ein Wassergefäss befestigt; bei der angedeuteten Bewegungsrichtung sind f und w gefüllt; zu Ende des Hubes werden dieselben entleert, f_1 und w_1 gefüllt etc.

Es ist dies ohne Zweifel die einfachste von Wasser betriebene Kraftmaschine, die auch einen ganz guten Wirkungsgrad ergibt; sie leidet jedoch an zwei Uebelständen. Erstlich muss die Füllung des Wassergefässes so gross sein, dass die Förderlast q sammt dem Seilgewicht G angehoben wird; der Wasserverbrauch ist folglich im Verhältniss von $q + G$ zu q grösser als zur Hebung der reinen Last erfordert wird. Daher ist wieder eine Ausgleichung des Seilgewichtes besonders vortheilhaft und auch mehrfach in Anwendung.

Ferner muss das verbrauchte Wasser abfliessen können. Steht dazu kein Stollen zur Verfügung, so kann man das Wasser durch eine Pumpe heben lassen. Diese Einrichtung ist nur dann zweckmässig, wenn ohnedies eine Wasserhaltungsmaschine im Betrieb steht; denn da solche Maschinen meist auf eine grössere als die currente Leistung berechnet sind, können sie, ausser in Zeiten des grössten Andranges, nebst dem der Grube zusitzenden mit Leichtigkeit auch das vom Aufzug verbrauchte Wasser heben.

*) Nach der Revue universelle, 1860, 8. Bd. S. 40.

Es ist übrigens nicht nothwendig, dass der Abflussstollen sich gerade an dem Punkte befindet, von welchem aus gefördert wird; man kann nämlich den Aufzug nach Fig. 476 mit Umsetzung einrichten, indem man die Wassergefässe an ein besonderes Seil hängt, welches über eine Scheibe von kleinerem Halbmesser läuft, so dass sie einen kleineren Weg als die Fördergefässe zurücklegen, und die Förderhöhe entsprechend grösser wird als die Gefällshöhe.

Berechnung. Seien ε der Wirkungsgrad, $\mathfrak{M}_1$ das pr. Aufzug verbrauchte Wasservolum, $\gamma = 1000$ das Gewicht von 1 Cub.-M. Wasser, R und r die Halbmesser der Scheiben, von denen das Förderseil und das Seil der Wassertonne herablaufen, H die Förder- und $\mathfrak{H}$ die Gefällshöhe, q die Förderlast, G das Gewicht des Förder- und G_1 das des Wassertonnen-Seiles, so hat man für doppeltwirkende Aufzüge mit Umsetzung Fig. 476

$$\frac{R}{r} = \frac{H}{\mathfrak{H}} \text{ und}$$

$$(q + G)\,R + G_1\,r = \varepsilon\,\mathfrak{M}_1\,\gamma\,r;$$

hieraus folgt

(43) $R = r\dfrac{H}{\mathfrak{H}}$ und

(44) . . $\mathfrak{M}_1 = \dfrac{(q + G)\,R + G_1\,r}{\varepsilon\,\gamma\,r} = \dfrac{(q + G)\,H + G_1\,\mathfrak{H}}{\varepsilon\,\gamma\,\mathfrak{H}}.$

Sind ferner v die Fördergeschwindigkeit, t_1 die Dauer eines Aufzuges, t die der Pause und $\mathfrak{M}$ der Wasserverbrauch pr. Sekunde Betriebsdauer, so ergibt sich

(45) $t_1 = \dfrac{H}{v}$

(46) $\mathfrak{M} = \dfrac{\mathfrak{M}_1}{t_1 + t}.$

Hat man r so gross gewählt als die Schonung des Seiles erfordert, so ergibt sich R aus (43).

Der Wirkungsgrad kann bei Aufzügen mit ein- bis 5facher Umsetzung

$$\varepsilon = 0{\cdot}8 \text{ bis } 0{\cdot}7$$

gesetzt werden. $\mathfrak{M}_1$ ist das Volum Wasser, welches die Tonne aufnehmen muss; um jedoch das Ausgiessen des Wassers durch die Schwankungen während der Bewegung zu verhüten, macht man das Volum der Tonne $1^1/_2$ bis 2 mal so gross als $\mathfrak{M}_1$.

Die Fördergeschwindigkeit v findet man, wenn die Gefässe eine Führung besitzen, gleich 1 bis 3^m; bei geringer Förderhöhe kann

dieselbe nicht hoch steigen, da sonst, um die Bewegung hinreichend zu beschleunigen, eine grössere Wassermenge in die Tonne gebracht, und nach Erreichung der grössten Geschwindigkeit bald wieder gebremst werden muss, daher der Wirkungsgrad sinkt.

Bei doppeltwirkenden Aufzügen ohne Umsetzung Fig. 489 wird $H = \mathfrak{H}$, daher genügt eine Scheibe vom Halbmesser r, die Beziehung (43) fällt weg; ferner wird $G_1 = 0$ und kann $\varepsilon = 0{\cdot}8$ gesetzt werden, mithin ergibt sich aus (44)

(47) $\mathfrak{M}_1 = \frac{q + G}{800}$;

die Gleichungen (45) und (46) bleiben ungeändert.

Bei einfach wirkenden Aufzügen mit Umsetzung wird für den Anhub, wenn F und W die Gewichte des Förder- und Wassergefässes bedeuten,

(48) $(q + F + G)\, R = \varepsilon\, (W + \gamma\, \mathfrak{M}_1)\, r$;

für den Niedergang kann man, da der Wirkungsgrad dabei nicht erheblich von ε verschieden sein wird, annehmen, dass

(49) $(W + G_1)\, r < \varepsilon F R$

sein müsse. Aus (48) folgt

(50) $\mathfrak{M}_1 = \frac{(q + F + G)\, R}{\varepsilon \gamma r} - \frac{W}{\gamma}$.

Das Gewicht W darf die durch (49) gegebene Grenze nicht überschreiten; anderseits ist der grösstmögliche Werth von W vortheilhaft, weil dadurch nach (50) der Wasserverbrauch $\mathfrak{M}_1$ der geringste wird; man kann daher in (49) das Gleichheitszeichen substituiren, und erhält dadurch, da wieder

$$R = r \frac{H}{\mathfrak{H}} \text{ ist,}$$

(51) $W = \varepsilon F \frac{H}{\mathfrak{H}} - G_1$

und wenn man diese beiden Werthe in (50) einsetzt,

$$\mathfrak{M}_1 = \frac{(q + F + G)\, H}{\varepsilon \gamma \mathfrak{H}} - \frac{\varepsilon F}{\gamma} \frac{H}{\mathfrak{H}} + \frac{G_1}{\gamma}$$

(52) . . . $\mathfrak{M}_1 = \frac{1}{\gamma} \left[\frac{q + G + F(1 - \varepsilon^2)}{\varepsilon} \frac{H}{\mathfrak{H}} + G_1 \right]$.

Es ist also nebst der Wassermenge $\mathfrak{M}_1$ auch noch das Gewicht W des Wassergefässes bestimmt, welches nöthigenfalls durch künstliche Belastung auf die erforderliche Höhe gebracht werden kann.

Für einfachwirkende Aufzüge ohne Umsetzung Fig. 477 endlich ist in (51) und (52) $H = \mathfrak{H}$ und $G_1 = G$, ferner $\varepsilon = 0{\cdot}8$ zu setzen; dadurch ergibt sich

$$(53) \quad \ldots\ldots\ldots \quad W = 0{\cdot}8\,F - G$$

$$(54) \quad \ldots\ldots \quad \mathfrak{M}_1 = \frac{q + 1{\cdot}8\,G + 0{\cdot}36\,F}{800}.$$

Die doppeltwirkenden Aufzüge ohne Umsetzung Fig. 489 geben den besten Effekt, weil bei denselben auf jeden Hub der Förderlast q nur die einmalige Hebung eines Seiles entfällt; allerdings ist letzteres mehr belastet, muss daher auch etwas stärker und schwerer sein.

Construktion. Zur Aufwindung der Seile dienen Treibkörbe oder Scheiben; bei einfachwirkenden Aufzügen mit Umsetzung sind nur die ersteren verwendbar. Die Scheiben können, da ihre Arme keinen Druck übertragen, wie die Seilscheiben der anderen Fördermaschinen construirt werden. Körbe, von welchen abgesonderte Seile ablaufen, sind wie früher auszuführen, die Welle ist dabei als Torsionswelle zu berechnen, ebenso auch bei Verwendung einer Scheibe, wenn der Bremskranz abgesondert auf der Welle befestigt sein sollte.

Damit das Seil namentlich beim Bremsen auf der Scheibe nicht gleitet, muss bei jeder Stellung während des Ganges

$$\frac{S}{S_1} < e^{f\varphi}$$

sein, wobei S die grössere und S_1 die kleinere von den Spannungen des Seiles nächst der Scheibe, e die Grundzahl der natürlichen Logarithmen, f den Coëfficienten der Reibung zwischen Scheibe und Seil, φ den vom letzteren umfassten Bogen der Scheibe für den Halbmesser 1 bedeuten. Ist diese Gleichung nicht erfüllt, so kann auf dieselbe Art wie bei den Treibscheiben der geneigten und Horizontalförderung geholfen werden.

Zur Ausgleichung des Seilgewichtes sind nahe alle bei Förderdampfmaschinen erwähnten Mittel in Verwendung.

Die Bremse ist bei mangelnder Ausgleichung am besten selbstthätig zu construiren, da wegen des zunehmenden Seilgewichtes fast während der ganzen Bewegung gehemmt werden muss. Der Bremskranz kann, ausgenommen bei Bobinen, an den Umfang des Treibkorbes oder der Scheibe angegossen werden.

Die Fördergefässe werden am zweckmässigsten als Schalen, die Wassergefässe aus Blech construirt und bei der Anordnung Fig. 489 unmittelbar am Boden der Schale befestigt.

Die Seile können durch die Belastung und durch Temperaturswechsel ihre Länge ändern. Sind dieselben zu kurz, so steigt das aufgehende Fördergefäss zu weit, im entgegengesetzten Falle zu wenig empor; eine Rückbewegung im ersten und eine Fortsetzung der Bewegung im zweiten Falle ist aber ohne Hilfsapparate nicht möglich. Man muss daher eines der im V. Abschnitt angegebenen Mittel zur Regulirung der Aufzugshöhe anwenden.

Aufsetzvorrichtungen sind nicht in Verwendung, da man eben die aufgestiegene Schale nicht zurückbewegen kann.

Die Zuleitung des Wassers erfolgt durch eine Röhre, welche in einen an der Schachtmündung befindlichen Kasten mit 2 Ventilen und Lutten mündet, oder gegabelt ist, um beide Wassergefässe eines doppeltwirkenden Aufzuges füllen zu können. Auch werden bewegliche Schläuche verwendet, wenn der Speiseapparat nicht in den Schachtquerschnitt vorragen soll.

Die Entleerung der Wassergefässe geschieht meist durch ein am Boden derselben angebrachtes Ventil mit abwärtsgehendem Stiel, der beim Aufsetzen gegen eine Unterlage stösst, so dass das Ventil gehoben wird und das Wasser in den Abflusskanal austritt.

Die Querschnitte der Zu- und Ableitungsventile sollen so gross sein, dass Füllung und Entleerung nicht mehr Zeit in Anspruch nehmen als das Auswechseln der Wägen. Ein grosser Querschnitt der Zuleitungsventile wird vermieden, wenn deren Ausmündungen in entsprechender Tiefe unter dem Wasserspiegel liegen.

Die Welle des Aufzuges lässt sich ohne Anstand ober dem Tagkranz befestigen, da sie nur vertikalen Drücken ausgesetzt ist; ein zu hohes Aufziehen der Gefässe kann selbstverständlich nicht vorkommen. Ist der Durchmesser der Seilscheibe *s* Fig. 478 grösser als die Entfernung der Mittel der Förderabtheilungen, so führt man die Seile über Rollen *r*; dadurch wird auch der vom Seil umspannte Bogen vergrössert.

Selbst Treibkörbe werden ober dem Schachte angeordnet, obschon die Stellung der Seile dabei variirt. Soll diese Stellung ungeändert bleiben, so legt man die Treibkorbwelle seitlich vom Schacht und führt die Seile über Seilscheiben, dabei wird aber die Maschine und das Gebäude für dieselbe kostspieliger.

Wassertonnenaufzüge werden angewendet bei den Oesterreichischen Salzbergbauen zur Wehrsäuberung, wo sie den Namen Kübelkünste führen*); bei einigen oberschlesischen Galmei- und

*) Ein dabei verwendetes Förder- und Wassergefäss s. Erfahr. 1854, S. 17.

Steinkohlengruben, wo die Wasserhaltungsmaschinen das von den Aufzügen verbrauchte Wasser heben*); dann in Süd-Wales**) und beim Mansfelder Kupferschieferbau.***) Bei einem Aufzug auf den Mantauer Gruben ist das Seilgewicht durch eine die beiden Gefässe verbindende Kette ausgeglichen, die selbst bei 3^m Fördergeschwindigkeit keine nachtheiligen Schwankungen zeigen soll.†) Bei allen diesen Ausführungen übersteigt die Förderhöhe nicht 70^m.

Literatur.

Bei der verhältnissmässig geringen Verbreitung der Fördermaschinen mit Wasserkraft ist deren Literatur beschränkt und grösstentheils schon im Texte angegeben. Einige Beschreibungen finden sich in Ponson's und Combes' Werken; in Weisbach's Ingenieur- und Maschinen-Mechanik sind Wasserrad- und Wassersäulengöpel beschrieben und berechnet. Aus der periodischen Literatur sind neben den bereits citirten noch folgende Aufsätze zu bemerken:

Ueber Wasserradgöpel in der Grube, Hartmann's B. u. h. Zeitung, 1846, 5. Bd. S. 206; Kehrrad am Neuleopoldschacht bei Schemnitz v. Rauen, „Erfahrungen" 1855, S. 1; Kehrrad am Stefanschacht bei Schemnitz v. Faller, Jahrb. der k. k. Bergakademieen, 1858, 8. Bd. S. 144.

Kehrturbine von Oudet Tillon zu St. Etienne, Mittheil. über die Pariser Ausstellung 1855, v. Rittinger, S. 32.

Armstrong's Wassersäulenmaschine zur Förderung, mit Schiebersteuerung, Polyt. Centralblatt 1849, 10. Liefg. und 1850, 13. Liefg. Effektsversuche mit dem Joachimsthaler Wassersäulengöpel von G. Schmidt, „Erfahrungen" 1853, S. 27, und Oest. Zeitschrift für B. u. H. 1854, S. 161; mit dem Göpel zu Raibl v. Scherks, „Erfahrungen" 1869, S. 2.

Wassertonnenaufzug von John Walkinshaw, Hartmann's B. u. h. Zeitung 1847, 6. Bd. S. 801; Notiz über einen solchen Aufzug, Preuss. Zeitschr. 1869, 17. Bd. S. 77.

*) Preuss. Zeitschrift 1855, 2. Bd. S. 377.

**) Ebendas. 1856, 3. Bd. S. 48 u. 53; im Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1864, 9. Bd. S. 355, dann in Ponson's Steinkohlenbergbau, deutsch v. Hartmann, S. 739 sind Wassertonnenaufzüge mit Spiralkörben beschrieben.

***) Preuss. Zeitschrift 1860, 8. Bd. S. 189.

†) Oest. Zeitschr. für B. u. H. 1865, S. 122.

C. Maschinen mit Menschen- und Thierkraft.

Hierher gehören die Pferdegöpel, welche auch einfach Göpel oder Thiergöpel heissen, weil sie ausser von Pferden auch von Ochsen betrieben werden, und die durch Menschenkraft bewegten Haspel. Da menschliche und thierische Kräfte die kostspieligsten sind, soll deren Benützung auf das Nothwendigste beschränkt bleiben; sie reduzirt sich auch gegenwärtig immer mehr mit der steigenden Verbreitung der Dampfmaschinen. Unter ähnlichen, besonders bei Erzbergbauen vorkommenden Verhältnissen, wie sie im vorigen Abschnitte berührt wurden, ist man indessen, wenn Wasserkraft mangelt, auf Pferdegöpel angewiesen, und der Haspel wird schwerlich jemals ganz von der Bergbautechnik entbehrt werden können. Dieser Apparat steht in jenen Fällen im Gebrauch, wo kleine Quantitäten aus geringer Tiefe durch kurze Zeit zu heben sind.

Das mechanische Prinzip der Göpel und Haspel ist sehr einfach: die bewegende Kraft setzt mittelst eines Hebels oder einer Kurbel eine Welle in Umdrehung, welche entweder selbst die Seilkörbe trägt oder mit deren Welle durch Zahnräder in Verbindung ist.

Pferdegöpel.

Die gewöhnlichen Pferdegöpel bestehen aus einer vertikalen Spindel, an der oben die Körbe, unten radiale Balken, die Schwenk- oder Schwungbäume befestigt sind, die von angespannten Pferden im Kreise herumbewegt werden. In neuerer Zeit benützt man Göpel, welche den zu landwirthschaftlichen und gewerblichen Zwecken dienenden nachgebildet und grösstentheils aus Eisen gefertigt sind, die Anwendung einer Transmission gestatten und compendiöser ausgeführt werden können.

Berechnung. Es seien $\mathfrak{R}$ der Halbmesser der Pferdebahn, R der Treibkorbhalbmesser, c die Geschwindigkeit der Pferde und v die des Fördergefässes, so wird für einen Göpel ohne Umsetzung der Treibkorbhalbmesser

$$(1) \quad \ldots \ldots \ldots \quad R = \frac{v}{c} \mathfrak{R}.$$

Der Halbmesser $\mathfrak{R}$ der Pferdebahn soll nicht unter 4^m betragen, weil die Pferde bei der Bewegung in einem zu kleinen Kreise von Schwindel befallen werden. Auch kann man annehmen, dass die Zugkraft nicht genau tangential, sondern nach der Richtung

einer Sehne wirkt, deren Länge gleich ist der eines Pferdes. Der Hebelsarm der Zugkraft ist daher kleiner als $\mathfrak{R}$, der Unterschied wird jedoch geringer, wenn $\mathfrak{R}$ wächst. Bei grossem Halbmesser der Pferdebahn ist aber die Anlage des Göpels und seines Gebäudes kostspieliger. Für 4 bis 6 Paar Pferde nimmt man $\mathfrak{R} = 4$ bis 7^m. Die vortheilhafteste Geschwindigkeit c der Pferde beträgt 0·9 bis $1{\cdot}2^m$. Die Fördergeschwindigkeit v kann nur gering sein, weil sonst der Korbhalbmesser R zu gross ausfällt. Dieser beträgt zwar in der Ausführung bis 3^m, allein die Construction eines solchen Korbes wird complicirt, der Göpel zu schwerfällig; man sollte mit R nicht über 2^m gehen. Um R kleiner oder v grösser zu erhalten, wird mitunter die Geschwindigkeit c bis 2^m gesteigert, doch zum Nachtheil des Effektes; die Pferde laufen dabei im Trab. Jedenfalls muss R die wegen der Biegungsspannung der Seildrähte nöthige Grösse erhalten.

Bezeichnet ferner E die mittlere reine Leistung eines Pferdes pr. Sekunde, so ist der entsprechende Zug am Förderseil

$$z = \frac{E}{v},$$

und ist q die nach S. 138 berechnete oder angenommene Förderlast, so wird die nothwendige Zahl $\mathfrak{Z}$ Pferde

$$(2) \quad \ldots\ldots\ldots \quad \mathfrak{Z} = \frac{q}{z} = \frac{qv}{E}.$$

Die reine Leistung E variirt in ziemlich weiten Grenzen. Sie ist vor Allem abhängig von der Beschaffenheit der Pferde, und schon aus diesem Grunde kann keine bestimmte Angabe selbst über die Bruttoleistung eines Pferdes gemacht werden; ferner von der Geschwindigkeit c, der täglichen Arbeitsdauer, dem Seilgewicht; bei tiefen Schächten übersteigt wegen des letzteren der anfängliche Widerstand so sehr den mittleren, dass aus diesem Grunde mehr Pferde genommen werden müssen (s. unten). Am vortheilhaftesten ist die tägliche Arbeitsdauer zu 8 Stunden und c, wie früher bemerkt, gleich 0·9 bis $1{\cdot}2^m$ zu nehmen; dann beträgt die reine Leistung E eines mittelstarken Pferdes bei 100 bis 200^m Schachttiefe 35 bis 40 Kilogramm-Meter pr. Sekunde.

Die Grösse $\mathfrak{Z}$ ist auf die nächst höhere gerade Zahl abzurunden, da die Pferde meist paarweise eingespannt werden, und nach $\mathfrak{Z}$ die Construktion des Göpels auszuführen; beim Gebrauch kann man die Pferdezahl nach Bedarf reguliren.

Bei tiefen Schächten ist darauf zu achten, dass der anfängliche Widerstand $q + G$ den mittleren q nicht zu sehr, etwa

nicht mehr als um die Hälfte übersteige, weil sonst die Pferde bei Beginn des Aufzuges zu sehr angestrengt sind. Es soll also

$$q + G < 1{\cdot}5\, q,$$

$$(3) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad G < \frac{q}{2}$$

sein. Ist diese Bedingung nicht erfüllt, so hat man die Pferdezahl $\mathfrak{Z}_1$ so gross zu nehmen, dass der anfängliche Widerstand für eines derselben gleich 1·5 des mittleren, d. h. dass

$$\frac{q + G}{\mathfrak{Z}_1} = 1{\cdot}5\, \frac{E}{v}$$

wird. Hieraus folgt

$$(4) \quad \ldots\ldots\ldots \quad \mathfrak{Z}_1 = \frac{(q + G)\, v}{1{\cdot}5\, E}.$$

Die Pferde gehen zu Anfang des Aufzuges langsam, zu Ende schneller, daher unter c deren mittlere Geschwindigkeit zu verstehen ist.

Die reine Gesammtleistung pr. Tag nimmt bei wachsender Schachttiefe anfänglich zu, weil die Gesammtdauer der Pausen verhältnissmässig geringer wird, bei grösseren Tiefen wegen des Seilgewichtes wieder ab; dazu trägt der Umstand bei, dass wegen der geringeren Zahl Pausen die Leistung pr. Sekunde während des Ganges etwas geringer ist. Nebstdem ist die Gesammtleistung von denselben sonstigen Verhältnissen abhängig wie E, daher sehr verschiedene Werthe derselben vorkommen. Bei den oben bezüglich E gegebenen Daten beträgt die reine Leistung eines Pferdes pr. Tag 5 bis 900,000 Kil. Meter.

Bei Göpeln mit Umsetzung ist, wenn n die Zahl Umdrehungen der Göpel- und n_1 die der Treibkorbwelle bedeuten,

$$(5) \quad \ldots\ldots\ldots \quad n = \frac{60\, c}{2\, R\, \pi} = 9.55\, \frac{c}{\mathfrak{R}}$$

und ebenso

$$(6) \quad \ldots\ldots\ldots \quad n_1 = 9.55\, \frac{v}{R};$$

man kann R beliebig wählen, und auch v höher steigern, also bei gegebener Förderlast eine grössere Leistung pr. Tag erzielen. Die Pferdezahl ist nach (2), beziehungsweise (4) zu bestimmen; die Leistung E wird keine wesentlich andere sein als die früher angegebene. Nur wenn mehr als ein Paar Stirnräder vorkommt, hätte man E um 5—10% geringer anzunehmen.

Beispiel. Es seien $q = 700$ Kil., $G = 200$ Kil., $v = 0{\cdot}35^m$; nimmt man $E = 35$, so ergibt sich nach (2)

$$\mathfrak{Z} = 7,$$

man hat also den Göpel auf 4 Paar Pferde einzurichten. Wählt man ferner $c = 1$, $\mathfrak{R} = 6^m$, so wird nach (1)

$$R = 2{\cdot}1^m,$$

also schon ziemlich gross. Je nachdem man nun 3 oder 4 Paar Pferde einspannt, wird man etwas langsamer oder schneller fördern können. Da $G < \frac{q}{2}$ ist, genügt die Pferdezahl auch für den Anfang des Aufzuges.

Für einen Göpel mit Umsetzung wird, wenn man $R = 1{\cdot}4^m$ nimmt, nach (6) und (5)

$$n_1 = 2{\cdot}39,\ n = 1{\cdot}59,$$

daher das Umsetzungsverhältniss $= 1{\cdot}5$.

Hölzerner Pferdegöpel ohne Umsetzung. Fig. 508 und 509 zeigen eine in Oesterreich viel gebrauchte Göpelconstruktion. An der Spindel *o* ist oben der Treibkorb angebracht, aus drei Armkreuzen *k* und 6 am Umfang vertikal befestigten Korbsäulen *a* bestehend, welche durch Andreaskreuze unter einander und durch Spreizen *b* gegen die Spindel verstrebt sind. Am unteren Theil der Spindel befinden sich 3 Paare Schwenkbäume *s* Fig. 509, zwischen denen vertikale Balken, die Docken *d* eingesetzt und durch Streben mit den Bindriegeln *c* verbunden sind. An den Docken werden unten die Pferde angespannt und es befinden sich daselbst Sitze (Schämel) für die Kutscher. Die Schwenkbäume werden entweder durch die verlängerten Korbsäulen selbst, oder durch Hängeisen *f* und untergelegte Hölzer *q* gestützt.

Die Spindel wird aus Eichenholz, bis zu den Schwenkbäumen rund, von da aufwärts kantig hergestellt und an beiden Enden wegen Verkeilung der Zapfen mit Eisenringen beschlagen. Sie ist auf Torsion in Anspruch genommen und man kann ihren Durchmesser bei 30facher Sicherheit

$$D = 0{\cdot}037 \sqrt[3]{(q + G)\, R} \text{ Meter}$$

setzen, wobei R in Metern, q und G in Kil. auszudrücken sind. Der Druck auf den oberen Zapfen ist nahe gleich der Summe der Seilspannungen $q + 2\,F + G$ Kil.; der Durchmesser dieses schmiedeisernen Zapfens kann

$$d = 0{\cdot}16 \sqrt{q + 2\,F + G} \text{ Cent.}$$

gesetzt werden, worin der Coëfficient 0·16 statt 0·12 erscheint, weil der Zapfen, um eine vertikale Verschiebung der Spindel zu gestatten, etwas länger als sonst gemacht werden muss, auch die Pferde ungleichmässig im Kreise vertheilt sein können, wobei die Schwenkbäume einen Seitendruck auf die Spindel ausüben.

Der untere Zapfen leidet vorzüglich durch das Gewicht Q der

beweglichen Theile des Göpels, und man kann seinen Durchmesser

$$d_1 = 0{\cdot}1 \sqrt{Q} \text{ Cent.}$$

setzen, wobei Q in Kil. verstanden ist.

Der obere Zapfen läuft in einem einfachen Lager (Pfadeisen), welches am Dachgebälk des Göpelgebäudes befestigt ist, der untere soll leicht auszuwechseln und stellbar sein, daher mit einem entsprechend construirten Fusslager versehen werden. Fig. 514 und 515 zeigen die Einrichtung eines solchen Lagers. Der Zapfen ist als Flügelzapfen ausgeführt und in der Spindel verkeilt; der unterste Theil *a* ist abgesondert aus Stahl gefertigt und mit einem Ansatz von rechteckigem Querschnitt in einer entsprechenden Vertiefung des Schaftes befestigt; derselbe läuft in einer Pfanne aus Rothguss oder Stahl, die mittelst der Schrauben *s* horizontal stellbar ist und auf Gegenkeilen *k* ruht. Das Ganze ist in einer gusseisernen Büchse eingeschlossen, an welche sich eine Grundplatte *p* anschliesst, die mit dem Fundament verankert wird; als unmittelbare Unterlage der Platte *p* eignet sich am besten eine grosse Quader. Um den Zapfen auszuwechseln, wird der Göpel unterstützt, nöthigenfalls etwas gehoben, dann zieht man die Keile, die Pfanne und das Zapfenstück *a* durch die Seitenöffnung der gusseisernen Büchse heraus und bringt den neuen Zapfen und die übrigen Theile ebenso wieder an Ort und Stelle; endlich treibt man die Keile ein und entfernt die Unterstützung des Göpels.

Statt der Flügelzapfen könnten auch Ring- oder Muffenzapfen verwendet werden.

Die Schwenkbäume sind paarweise an die Welle gelegt, durch Schrauben verbunden und in solcher Höhe angebracht, dass die Pferde beim Wenden zu Ende des Aufzuges sich unter denselben bewegen können. Sie erhalten einen quadratischen Querschnitt, um der vertikalen Biegung durch das Eigengewicht und der horizontalen durch den Zug der Pferde Widerstand zu leisten. Mit Rücksicht auf die Schwächung durch die Ueberblattung kann man die Seite des Querschnittes für $\mathfrak{R} = 4$ bis 8^m gleich 16 bis 20 Cent. setzen.

Die Einrichtung zum Anspannen der Pferde zeigt Fig. 516; darin sind *d* die Docke, *s* die Schwenkbäume, *c* der Bindriegel, *e* die Strebe, *a* der hölzerne schüsselförmig ausgehöhlte Schämel, der durch einen Keil an der Docke befestigt wird. Der Reibnagel zum Anhängen der Wage für die Pferdebespannung ist entweder am Schämel oder unten an der Docke, und zwar so befestigt, dass die Pferde nach beiden Richtungen ziehen können.

Legt man die Schwenkbäume so tief, dass die Pferde unmittel-

bar daran gespannt werden können, so ist die Einrichtung vereinfacht, die Pferde müssen aber dann nach Aussen gewendet werden, daher das Göpelgebäude einen grösseren Durchmesser erfordert. Die Befestigung der Schwenkbäume erfolgt in diesem Falle am besten durch eine gusseiserne Rosette.

Den Treibkorb zeigen Fig. 495 und 496; mit den Armkreuzen *k* sind durch Schrauben die Korbsäulen *a* verbunden, in diesen drei Reihen von Riegeln *r* eingezapft und an letztere rundgeschnittene starke Pfosten *p* genagelt, welche zur Befestigung der Verschallung dienen. Statt dessen kann man die letztere auch an Felgenkränzen anbringen, welche in die Armkreuze eingelassen werden. In Fig. 495 sind ferner *n* die Diagonalstreben zur Absteifung und *t* die Spreizen zur Unterstützung der Säulen *a*. Die Spindel bleibt zuweilen in der ganzen Länge rund und erhält nur Einschnitte, in welche die untersten Balken jedes Armkreuzes, sowie die untersten Schwenkbäume eingelassen sind.

Bei Göpeln für geringe Schachttiefen wendet man auch wie bei Haspeln ein einziges mehrmals um den Korb geschlungenes Seil an, und macht dann die Korboberfläche concav statt cylindrisch, um die Seilwindungen, welche fortzurücken suchen, besser in der Mitte des Korbes zu erhalten. Zur Ausgleichung des Seilgewichtes sind auch conische Körbe in Verwendung.

Ist ein beweglicher Korb nothwendig, so wird derselbe ähnlich wie bei Wasserrädern ausgeführt; nach Fig. 499 kann man an der Unterseite des losen Korbes *k* Zapfen befestigen, welche in Löcher an den Armen des festen greifen; behufs der Ausrückung werden zwei an den Enden der Welle *w* befestigte Ketten an den Korb gehängt und dieser mittelst des Hebels *h* und einer Zugstange gehoben.

Zur Hemmung des Ganges sind folgende Mittel im Gebrauch. Von jeder Docke wird ein hölzerner unten mit Eisen beschlagener Spiess nachgeschleppt, der sich bei einer Rückbewegung in den Boden einstemmt; derselbe muss nach beiden Richtungen gestellt werden können. Bei älteren Göpeln wurde der sogenannte Schlepphund, ein mit Steinen beschwerter, am Boden liegender hölzerner Rahmen mittelst eines Seiles in dem Moment an die Schwenkbäume gehängt, wo das niedergehende (Hanf-) Seil das Uebergewicht erhielt.

Gegenwärtig verwendet man Hebelbremsen, die vorzüglich nur beim Einlassen von Materialien und zum Festhalten des stillstehenden Göpels dienen. Der eichene Bremskranz wird am untersten Armkreuz der Körbe befestigt, die Bremse selbst nach Fig. 498 ausgeführt, worin *h* die Bremshebel, *z* Zugstangen, *w* eine vertikale

Welle und *a* einen Hebel bedeuten, welcher durch weitere Umsetzung von dem in der Nähe des Schachtes stehenden Treibmeister bewegt werden kann. Die Hebel *h* sind nächst den Zugstangen *z* an Ketten aufgehängt, ihre Drehpunkte am Dachgerüst befestigt.

Die Seile gehen von den Körben horizontal zu den Seilscheiben, deren Scheitel in gleicher Höhe mit den Mitteln der Korbabtheilungen liegen müssen. Da der Korbdurchmesser grösser ist als die Entfernung der Seile im Schachte, convergiren die Ebenen der Seilscheiben. Letztere werden nicht höher als ungefähr 6^m über dem Boden gestellt, damit das Göpelgebäude nicht zu hoch ausfällt. Behufs regelmässiger Aufwindung müssen die Seile nächst den Körben gestützt werden; man benützt dazu Rollen, die auf zweiarmigen mit Gegengewichten versehenen Hebeln ruhen, oder in Rahmen hängen, von denen Ketten über Rollen zu Gegengewichten laufen.

Die Seilrollen liegen auf dem Seilsteg, d. i. einer Bahn aus Balken, welche vom Dachgerüst des an das Göpelgebäude sich anschliessenden Schachthauses getragen wird.

Die Seilscheibenlager ruhen gleichfalls auf den Dachbalken, welche man nöthigenfalls durch ein Hängwerk verstärkt; an den Ecken der Schachtmündung werden keine Stützsäulen aufgestellt, da der Raum wegen Ausstürzens der meist verwendeten Tonnen, Säcke od. dergl. frei sein muss.

Das Göpelgebäude erhält eine 8eckige Mauer von 0·8 bis 1^m Stärke und 1·3 bis $1{\cdot}6^m$ Höhe, in der eine oder zwei Thüren zum Einlassen der Pferde und einige Luken angebracht sind. An der gegen den Schacht gekehrten Seite, wo sich der Zubau anschliesst, ist die Umfangmauer unterbrochen. Der Dachstuhl ruht auf Mauerbänken, die an den Ecken überblattet und mit Vorköpfen versehen sind; die Sparren werden in dieselben unmittelbar eingelassen, jedoch nicht verzapft. Fig. 507 ist ein Grundriss des Dachstuhles; von den Ecken gehen 8 Hauptsparren *a* aufwärts zu einem vertikalen 8eckigen Balken, dem Göpelknopf; gegen dieselben stützen sich die beiläufig in 1^m Entfernung gestellten Schiftsparren *s*. Fig. 503 zeigt das Kehlbalkensystem, welches etwas ober der halben Dachhöhe, von den Mauerbänken an gerechnet, angebracht wird; von den Kehlbalken gehören $a a_1$ zu den Haupt- und *b* zu den Schiftsparren; die Balken a_1 sind in Wechsel, und *b* in *a* eingezapft. In einem der dreieckigen Räume *o*, am besten in dem vom Schacht entferntesten, ist das Lager für den oberen Göpelzapfen angebracht, daher die Spindel etwas exzentrisch steht. Fig. 504 stellt den obersten Theil des Daches dar; *a* sind die Hauptsparren, *k* die Kehlbalken,

n ein Spitzbalken, *g* der Göpelknopf; das Kehlbalkensystem wird durch die doppelte Hängsäule *h*, der Spitzbalken durch den Göpelknopf *g* gestützt. Die Spitze ist nicht unmittelbar eingedeckt, sondern mit einem Dampfdach *d* versehen, weil wegen der starken Ausdünstung der Pferde eine gute Ventilation nothwendig ist.

Da keine Bundträme angebracht werden können, muss durch steile Neigung der Dachflächen, bei 45°, einem zu starken Horizontalschub vorgebeugt werden. Dem Ausgleiten der Mauerbänke wirken deren Reibung auf der Göpelmauer, die Verbindung an den Enden und nicht unwesentlich auch die Bekleidung der Sparren mit den zahlreichen Dachlatten entgegen.

Einen belgischen Pferdegöpel für zwei Paar Pferde zeigen die Fig. 501 und 502.*) Darin sind *s* die Göpelspindel, *t* der Treibkorb, *n* die durch Schrauben verbundenen Schwenkbäume, *d* die Docken, welche seitlich keine Verstrebung erhalten können, da keine Bindriegel vorhanden sind. Doch lässt sich eine solidere Befestigung der Docken erzielen, wenn man die Sckwenkbäume beiderseits von der Spindel bis zur Pferdebahn verlängert und von den Docken *d* Fig. 510 Streben *s* zu den Schwenkbäumen *n* führt. Die Seilscheiben *r* Fig. 501 werden durch ein besonderes Gerüst unterstützt. Die Mauern des Göpelgebäudes sind hoch genug, um ober den Schwenkbäumen *n* zwei Bundträme $o\, o_1$ mit Streben *p* zu legen. Auf denselben stehen zwei Säulen $q\, q_1$, und an einem diese verbindenden Riegel *u* ist das obere Lager der Göpelspindel befestigt. Zu beiden Seiten der Säule q_1 sind noch Balken aufgestellt, an welchen die bei den Förderdampfmaschinen beschriebene Vorrichtung zur Regulirung der Seilaufwindung befestigt ist; *b* sind die Bremshebel, an den Enden mit Rollen versehen, über welche wie bei einem Flaschenzug ein Seil gelegt und durch weitere Rollen zu einem kleinen Haspel *e* geleitet wird, der zum Anziehen der Bremse dient.

Fig. 511 ist die Skizze eines sächsischen Pferdegöpels für ein Paar Pferde.**) Der Schwenkbaum *s* ist schräg gestellt, oben in der Spindel eingezapft und damit verschraubt, gegen den untersten Treibkorbkranz verstrebt und nebstdem durch die Spreize *t* gestützt. Der Reibnagel befindet sich am untern Ende. Diese auch anderwärts vorkommende Stellung des Schwenkbaumes zeigt den

*) Ponson's „Steinkohlenbergbau“, deutsch v. Hartmann, S. 716.

**) Weisbach's Ingenieur- und Maschinen-Mechanik, 3. Theil, 2. Abth. S. 528.

Vortheil, dass die Umdrehungskraft direkt an den Treibkorb übertragen und die Spindel nicht auf Torsion in Anspruch genommen wird.

Bei kleineren Göpeln mit geringem Durchmesser der Pferdebahn stellt man das Göpelgebäude in Verbindung mit dem eigentlichen Schachthaus mit parallelen Wänden und einem Satteldach, und wenigstens dann ganz aus Holz her, wenn die Förderung nicht lange dauern soll.

Eiserne Pferdegöpel mit Umsetzung. Einen solchen zu Javorzno ausgeführten Göpel zeigen Fig. 493 und 492.*) Darin sind *s* die Schwenkbäume, auf den Armen eines Rades mit innerer Verzahnung festgeschraubt, *a* die Welle dieses Rades, von welcher die Bewegung auf die Spindel *b* und die Transmissionswelle *c* übertragen wird. Am Ende der letzteren befindet sich ein conisches Getriebe *n*, welches in Zahnkränze eingreift, die an die Treibkorbscheiben angegossen sind, so dass die Körbe *t* entgegengesetzte Drehung erhalten. Die beiden Scheiben jedes Korbes sind auf einer gemeinschaftlichen gusseisernen Hülse aufgekeilt, welche auf der unbeweglichen Welle drehbar ist. Die Lager der Wellen *ab* befinden sich zum Theil an einem Fundamentrahmen, zum Theil an einem daran befestigten Support. Der Rahmen steht auf hölzernen Schwellen und ist mit dem Grundmauerwerk verankert. Die Welle *c*, welche in 3 Lagern läuft, geht durch eine hölzerne Lutte unter der etwas erhöhten Pferdebahn durch. Die Schwenkbäume sind durch Spannstangen *e* verbunden. Die Seile können bei dieser Einrichtung beide als Oberseile abgehen, allein die Muffe, auf welchen die Körbe befestigt sind, reiben sich aus; das Getriebe *n* kann wegen mangelnder Unterstützung des daneben stehenden Lagers nicht näher an die Treibkorbwelle gelegt werden, daher die conischen Räder grosse Durchmesser erhalten und die complicirte Umsetzung nothwendig wird.

Die von Sauer projektirte Anordnung Fig. 505 und 506**) vermeidet diese Uebelstände. Die Welle *a* der durch Spannstangen *t* gestützten Schwenkbäume *s* treibt dabei mittelst Stirnräder-Umsetzung den Treibkorb *k*; die Seile laufen durch einen Kanal unter zwei in verschiedener Höhe befindlichen Leitscheiben durch und von da aufwärts zu den Seilscheiben. Zwei in der gemauerten Fundamentgrube angebrachte Holzrahmen *p* stützen die Wellenlager. Gegen diese sonst zweckmässige Anordnung wäre nur einzuwenden, dass die Seile

*) Oest. Zeitschr. für B. u. H., 1854, S. 257.

**) Erfahrungen 1855, S. 1.

über zwei Scheiben gebogen werden müssen, und dass die Arbeitsmaschine der unmittelbaren Aufsicht entzogen ist.

Bei nicht rauhem Klima kann man das Göpelgebäude ersparen und die Pferde im Freien laufen lassen.

Haspel.

Der Berghaspel ist eine auf einem Gerüst ruhende Welle (Rundbaum) oder Trommel, auf der ein einziges Seil mehrmals herumgewickelt ist; an beiden Seilenden hängen die Fördergefässe, meist Kübel. Die Bewegung erfolgt durch Handkurbeln ohne oder mit Umsetzung, daher gewöhnliche oder gemeine und Vorgelegehaspel zu unterscheiden sind.

Berechnung. Seien beim gewöhnlichen Haspel r der Halbmesser des Rundbaums, $\mathfrak{r}$ die Kurbellänge, v die Fördergeschwindigkeit, c die Geschwindigkeit im Kurbelkreis, q die Förderlast, E die reine Leistung eines Arbeiters pr. Sekunde, endlich z die Zahl der Arbeiter, so erhält man

(7) $\frac{v}{c} = \frac{r}{\mathfrak{r}}$

(8) $Ez = qv$;

hieraus folgt

(9) $v = c\frac{r}{\mathfrak{r}}$ und

(10) $q = \frac{Ez}{v}$.

Als vortheilhafteste Werthe sind ungefähr folgende anzusehen: Kurbellänge $\mathfrak{r} = 40$ Cent., Geschwindigkeit im Kurbelkreis $c = 0{\cdot}9^{m}$. Doch kommen auch beträchtliche Abweichungen vor; $\mathfrak{r}$ variirt von 27 bis 55 Cent., c von $0{\cdot}3$ bis 2^{m}. Der Rundbaumhalbmesser r darf wegen genügender Festigkeit, wegen der Seilsteifigkeit und damit die Seilwindungen darauf nicht zu weit vorrücken, nicht zu gering sein; bei grösserem Werthe von r wächst aber nach (9) v und wird daher die Förderlast q nach (10) zu klein. Man nimmt meist für Hanfseile $r = 10$ bis 13, für Drahtseile $r = 13$ bis 16 Cent. Mit diesen Daten kann man v ermitteln.

Die Leistung E eines Arbeiters nimmt wegen des Seilgewichtes bei grösserer Schachttiefe ab; bei dem obigen Werthe von c und 8 stündiger Schichtzeit kann man unter mittleren Verhältnissen auf $E = 6$ bis 8 Kil. Meter rechnen. Führt man diesen Werth in (10) ein, so lässt sich nach dieser Gleichung q oder z dem Bedürfniss entsprechend bestimmen. Die Zahl z Arbeiter ist gewöhnlich 2 oder 4.

Beim Vorgelegehaspel fällt Gleichung (9) weg, dagegen ergibt sich, wenn n und n_1 die Umgangszahl der Kurbel- und der Trommelwelle bedeuten,

(11) $\frac{n}{n_1} = \frac{c}{v} \frac{r}{\mathfrak{r}}$

und wie früher

(12) $q = \frac{Ez}{v}$.

Man kann also v so klein annehmen, dass q beliebig gross wird, desgleichen kann r grösser als früher sein, wobei sich nur das Umsetzungsverhältniss ändert. Vorgelegehaspel sind daher am Platze, wenn man eine grössere Last q mit kleinerer Geschwindigkeit v heben will, dann wenn ein grösserer Halbmesser r wegen der Anwendung von Drahtseilen, oder bei tieferem Schachte wegen geringeren Fortrückens der Windungen auf der Trommel vortheilhaft ist.

Die Gesammtleistung eines Arbeiters pr. Tag ist sehr veränderlich; bis zu einer gewissen Schachttiefe insbesondere wächst dieselbe wegen der verminderten Zahl Pausen, nimmt aber dann wegen des Seilgewichtes wieder ab. Die Fördertiefe soll daher eine gewisse Grenze nicht überschreiten, welche bei Hanfseilen 30 bis 50, bei den leichteren Drahtseilen 100^m und mehr beträgt. Die genannte Leistung schwankt zwischen 40000 und 220000 Kil. Meter, und beträgt unter mittleren Verhältnissen bei 100000 Kil. M. Die Ziffer von 260000 Kil. M., welche von Haspelziehern auf spanischen Bergbauen erreicht werden soll, ist wol nur dem Umstand zuzuschreiben, dass der Gedinglohn nicht beschränkt ist und die Arbeiter kräftige Männer sind, welche das Haspelziehen als einzige Beschäftigung betreiben.*)

Man kann übrigens die Gesammtleistung pr. Tag nach den angenommenen Werthen ermitteln, indem man die Zahl Aufzüge pr. Schicht bestimmt und mit der Ladung und der Fördertiefe multiplizirt. Man hat jedoch bei unterirdischen Haspeln die Zeit des Ein- und Ausfahrens abzuschlagen, wenn diese in die Schichtdauer eingerechnet ist.

Beispiel. Es seien aus 30^m Schachttiefe in einer 8stünd. Schicht 6000 Kil. zu heben. Für $c = 0{\cdot}9^m$, $\mathfrak{r} = 40$ Cent. und $r = 11$ Cent. wird nach (9)

$$v = 0{\cdot}248^m;$$

die Dauer eines Aufzuges ist

$$\frac{30}{0{\cdot}248} = 120 \text{ Sek.};$$

sei ferner die Dauer des Ein- und Ausfahrens $1\frac{1}{2}$ Std., die der Pause 80 Sek., so ist die Zahl Aufzüge pr. Schicht

*) Freiberger B. u. H. Zeitung, 1862, 21. Jahrg. S. 395, Anmerkung.

$$\frac{6 \cdot 5 \,.\, 60 \,.\, 60}{120 + 80} = 117,$$

die Förderlast pr. Aufzug

$$q = \frac{6000}{117} = 51 \cdot 3, \text{ rund } 52 \text{ Kil.},$$

und nimmt man $E = 7$ Kil. M., so wird nach (10)

$$z = 1 \cdot 84,$$

daher sind zwei Haspelzieher nothwendig. Diese wären übrigens im Stande, eine grössere Last aufzuziehen, denn setzt man in (10) $z = 2$, so ergibt sich

$$q = 56 \text{ Kil.}$$

Construktion des gewöhnlichen Haspels. Diese ist durch Fig. 512 und 513 in der Vorder- und Seitenansicht dargestellt. Der Rundbaum *r* ist aus Holz gefertigt und an den Enden mit Eisenringen beschlagen. Die Kurbeln (Haspelhörner) Fig. 494 erhalten in der Verlängerung des Zapfens *z* eine vierkantige Spitze, die etwa 20 Cent. tief in den Rundbaum eingetrieben wird, oder die Verlängerung des Zapfens wird am Ende rechtwinklig umgebogen, in einen radialen bis zur Axe des Rundbaums reichenden Schlitz eingeschoben, der Schlitz durch einen Keil ausgefüllt und dieser durch den aufgezogenen Eisenring befestigt. Der Zapfen *z* erhält 2 bis 3 Cent. Stärke, der Kurbelarm *k* 2 Cent. Stärke und 4 Cent. Breite, der Handgriff (die Spille) *s* ebenfalls 2 Cent. Durchmesser. Die Spille soll mit einer hölzernen Hülse umgeben sein, welche festgehalten werden kann, während die Spille sich darin dreht.

Die Kurbeln sollten anscheinend um 90° gegen einander verstellt sein, allein die diametral entgegengesetzte Stellung ist bei den Arbeitern entschieden beliebter. Es mag dies zum Theil Folge der Gewohnheit sein, ist aber auch in der Art der Kraftäusserung begründet, welche, von der höchsten Stellung der Spille angefangen, der Reihe nach aus einem Stossen, Niederdrücken, Ziehen und Heben besteht; die zweite und die letzte dieser Wirkungen verlangen beziehungsweise die kleinste und grösste Anstrengung, und ergänzen sich, wenn die Kurbeln um 180° verstellt sind.

Das Gerüst besteht aus den zwei Haspelstützen *s*, welche auf einem Grundrahmen *r* verzapft, und zuweilen unter dem Rundbaum durch einen Schraubenbolzen, oder ober demselben durch einen Balken verbunden sind. Der Rahmen *r* ist zugleich Tagkranz des Schachtes. Zwei Streben *t* vermehren die Stabilität der Stützen. Diese sind am oberen Ende, wie Fig. 513 zeigt, mit Absätzen versehen, damit der Zapfen kürzer ausfällt, vorzüglich aber, um im Falle eines Zapfenbruches das Hinabfallen des Rundbaumes zu hindern. Die Zapfenlager sind von der einfachten Art, hufeisenförmig gebogene

Eisenschienen, welche in Ausschnitte der Haspelstützen eingesetzt werden. Um das Ausspringen des Rundbaumes zu verhüten, steckt man ober dem Zapfen einen Bolzen durch. Zapfen und Lager sollen, wenn nicht abgedreht, möglichst sorgfältig rund gefeilt sein, weil sonst der Reibungswiderstand zu gross ist. Wird der Haspel für kurze Zeit aufgestellt, so verbindet man die Gerüsttheile meist nur durch Klammern.

Die für die Arbeit entsprechendste Höhe des Rundbaumes ober dem Boden ist 1 Meter.

Das Seil muss mit soviel Windungen am Rundbaum liegen, dass die an den Seilenden hängenden Kübel sich bei ihrer Begegnung nicht berühren. Hierüber gibt eine Verzeichnung des Grundrisses Aufschluss. Die Seilwindungen rücken ferner je nach der Drehungsrichtung gegen eine oder die andere Seite am Rundbaum vor. Es muss also ein mit der Schachttiefe wachsender Spielraum für die entsprechende Seitenbewegung der Kübel vorhanden sein, und man stellt aus diesem Grunde den Rundbaum gewöhnlich parallel zum langen Schachtstoss. Durch diesen Umstand ist auch die Tiefe beschränkt, bis zu der man aus einem Schachte mit gegebenen Querschnittsdimensionen fördern kann. Die genannte Tiefe wird übrigens grösser, wenn man die Drehung des Haspels fortsetzt, nachdem das Seil das Ende des Rundbaums erreicht hat. Es werden dann an letzterem radiale Arme angebracht, welche das aufsteigende Seil nöthigen, eine zweite über der ersten liegende, zurückkehrende Reihe von Windungen zu bilden. Diese kann indessen nur so weit fortschreiten, bis die letzte Windung des niedergehenden Seiles überdeckt ist. Die zweite Reihe enthält halb so viel Windungen als am Rundbaum überhaupt liegen, und da sich dieser Vorgang an beiden Enden des letzteren wiederholt, ist der Zuwachs an Fördertiefe gleich der Gesammtlänge der am Rundbaum liegenden Windungen. Man kann übrigens auch wie bei Treibkörben abgesonderte Seile anwenden. Die Seitenverschiebung wird geringer, wenn der Durchmesser des Rundbaums gross, der des Seiles gering ist.

Statt der früher ausschliesslich gebrauchten Hanfseile wendet man gegenwärtig immer mehr Drahtseile an, deren Drähte meistens dicker sind als die Theorie der Biegungsspannung fordert. In der That werden zu dünne Drähte vom Rost mehr leiden als dickere von der Biegung.

Mitunter steckt man ein oder zwei Schwungräder von etwa 200 Kil. Gesammtgewicht an den Zapfen, ausserhalb der Haspelstützen auf; die Spillen werden dann an deren Armen befestigt.

Die Bewegung über die ungünstigen Kurbelstellungen ist dadurch allerdings erleichtert, anderseits geht die dem Schwungrad ertheilte lebendige Kraft zum Theil verloren, da man zu Ende des Aufzuges wieder hemmen muss; dieser Verlust ist bei geringer Schachttiefe besonders fühlbar. Auch wird das Anhalten des Haspels erschwert, daher Schwungräder bei unregelmässig ausgeführtem Schacht, wo die Kübel leicht anstreifen und hängen bleiben, nicht am Platze sind.

Der Rundbaum wird in der Regel mittelst der Kurbeln festgehalten; mitunter verwendet man eine Bremse, welche auf das Schwungrad, oder wenn dieses fehlt, auf eine am Rundbaum befestigte Scheibe wirkt.

Zur Sicherung der am Schachtsumpf beschäftigten Arbeiter gegen das Herabfallen von Körpern bedeckt man die Schachtmündung, so weit es die Bewegung der Kübel erlaubt, mit Brettern, bringt auch Hängebänke an (vergl. „Haspelkübel“ bei Fördergefässen). An den Haspelstützen wird öfters eine starke Holzstange (Wehrstange) befestigt, an welche sich der Arbeiter beim Wegziehen des vollen Kübels hält.

Der Aufstellungsort eines in der Grube befindlichen Haspels heisst die Hornstätte. An dieser muss der genügende Raum frei gemacht und dabei berücksichtigt werden, dass zwei Haspelzieher mit dem Gesicht nach derselben Seite gekehrt, von dreien oder vieren aber je zwei an derselben Kurbel einander gegenüber stehen. Die Aufstellung ist dadurch erleichtert, dass man ausser der Sohle auch die First zur Befestigung des Gerüstes benützen, daher dieses noch einfacher als ober Tags ausführen kann. Es werden zwei Pfosten *p* Fig. 518 beiderseits von der Mündung des Abteufens aufgestellt und durch Keile gegen die First befestigt; die Zapfen laufen in schrägen mit Pfadeisen gefütterten Einschnitten *e* der Pfosten *p*, oder in anderen einfachen, an *p* festgeschraubten Lagern *l* Fig. 517.

Eine eigenthümliche Construktion zeigt der von Breithaupt an einigen Orten Spaniens angetroffene Haspel Fig. 500.*) Die Trommel *t* hat die angedeutete Form, damit die Seilwindungen, deren nur wenige vorhanden sind, stets gegen die Mitte herabrutschen, daher die Stellung der Seile sich nur wenig ändert.

Früher hatte man hie und da Treträder zur Bewegung des Rundbaumes im Gebrauch; die Leistung ist dabei eine ganz befriedigende, allein das Tretrad nimmt einen grösseren Raum ein und gibt zu Unfällen Veranlassung.

*) Freiberger B. u. h. Zeitg. 1862, 21. Bd. S. 393.

Construktion des Vorgelegehaspels. Dieser ist mit einem Rundbaum oder einer Trommel versehen, welche nach Fig. 497 aus zwei Armkreuzen mit kreisförmigem Pfostenbelag, an dessen Umfang die Verschallung festgenagelt ist, zusammengesetzt werden kann; bei geringerem Durchmesser sind auch aufgesattelte Rundbäume in Verwendung. Die Umsetzung erfolgt durch Zahnräder, die Vorgelegewelle besteht aus Eisen und ist mit Handkurbeln versehen.

Fig. 524 zeigt ein gebräuchliches Gerüst, welches aus einem Rahmen *r*, vier Säulen *s* und zwei Kappen *k* besteht, auf welchen sich die Zapfenlager befinden. Die Kappen *k* können durch Riegel oder Schraubenbolzen verbunden werden. In Fig. 522 sind die Säulen *s* schief gestellt und die Streben weggelassen, erstere durch Schrauben *a* verbunden.

Nebstdem legt man die Trommel über die Vorgelegewelle, wie in Fig. 520 und 521, wobei die Axen weniger leicht herauszunehmen sind; auch wären die Kurbeln besser an einer Welle anzubringen, in welchem Falle ein Paar Stirnräder genügt. Beide Nachtheile sind bei dem Gerüst Fig. 525*) behoben, wo vier Säulen *s* oben durch eine Kappe *k* verbunden, die Lager durch Riegel *r* gestützt sind. Ausserhalb der Säulen befinden sich an einem Ende der Vorgelegewelle die eine Kurbel und das kleine Getriebe, am anderen ein Schwungrad *S* mit der zweiten Kurbel.

Bei Aufstellung in der Grube kann eine der beschriebenen Arten von Gerüsten angewendet, oder eine Abspreizung gegen die First ausgeführt werden. Fig. 519 zeigt ein solches Gerüst, bestehend aus Säulen *s*, Riegeln *r* zur Stütze der Zapfenlager, und Kappen *k*, die entweder unmittelbar oder mit zwischengelegten Querhölzern *q* gegen die First verkeilt sind.

Einfacher ist die Anordnung Fig. 523, wobei das ganze Gerüst aus zwei gegen die First verkeilten Säulen *s* besteht, und jede Säule aus zwei Balken zusammengesetzt ist, die mit halbrunden Ausschnitten für die Wellenzapfen versehen und durch Schrauben verbunden sind. Nur ist es unter Umständen wieder nachtheilig, dass die Wellen blos nach Zerlegung der Säulen *s* entfernt werden können.

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1862, 7. Bd. S. 607.

Literatur.

Beschreibungen von Haspeln und Göpeln findet man in Combes und Ponson; Berechnungen dieser Maschinen mit Rücksicht auf Nebenhindernisse in Weisbach's Ingenieur- und Maschinen-Mechanik 3. Band, detaillirte praktische Regeln über Ausführung und Gebrauch derselben und mehrere gute Zeichnungen besonders von Göpeln, die beim Tunnelbau gebraucht werden, in Ržiha's Tunnelbaukunst, endlich Resultate über den Betrieb in Rittinger's „Erfahrungen" 1853, 1854, 1855 und 1858.

Braunsdorf's Pferdegöpel, B. u. h. Zeitg. v. Hartmann, 1842, 1. Bd. S 797 ist dem im Texte beschriebenen Sauer'schen ähnlich angeordnet, nur ohne Umsetzung und von Holz ausgeführt. Ueber die Pferdegöpelförderung in Cornwall s. Ann. des mines, 6. Reihe, 2. Bd. S. 259.

Haspel-Förderung auf der Bleigrube bei Tarnowitz, Preuss. Zeitschrift 1854, 1. Bd. S. 17. Ein Vorgelegehaspel mit conischem Korb und Seilscheiben ist beschrieben im Bull. de la soc. de l'ind. min., 1857, 3. Bd. S. 207. Leistungen bei der Haspelförderung in der preuss. Provinz Sachsen, Preuss. Zeitschrift 1860, 8. Bd. S. 321 u. 322; Haspelförderung in Spanien, Freiberger B. u. h. Zeitung, 1862, 21. Bd. S. 393 und 1864, 23. Bd. S. 337; über den Winkel der Kurbeln, Dingler's polyt. J. 1870, 196. Bd. S. 264.

IV. Maschinen zur geneigten und Horizontalförderung.

Die Förderung in geneigter und horizontaler oder wenig davon abweichender Richtung zeigen in ihren Einrichtungen so viel Aehnlichkeit, dass sie gemeinschaftlich behandelt werden können.

Bei geringer oder gar keiner Neigung der Bahn ist zur Bewegung der Fördergefässe nach beiden Richtungen eine Zugkraft nothwendig; dies ist das charakteristische Merkmal der sogenannten Horizontalförderung, unter welcher Bezeichnung daher die Bewegung nicht nur auf horizontaler, sondern auch auf etwas geneigter Bahn zu verstehen ist. Dass diese Förderung bei grossen zu transportirenden Massen und bedeutender Streckenlänge durch Maschinen ökonomischer als durch Menschen oder Pferde erfolge, ist bereits hinlänglich constatirt.

Die Bewegung der Lasten in geneigter und horizontaler Richtung wird gewöhnlich mittelst Wägen auf Eisenbahnen ausgeführt, welche Transportart auch im Folgenden stets vorausgesetzt ist, wenn des Gegentheiles nicht ausdrücklich Erwähnung geschieht.

Nebstdem kommen Tonnen, Säcke, Kübel u. s. w., überhaupt die im II. Abschnitte angegebenen Gefässe für geneigte und combinirte Förderung vor. Die Verbindung derselben mit der Arbeitsmaschine erfolgt durch Seile, seltener durch Ketten.

Fördermethoden.

Während bei der Vertikalförderung in der Regel gleichzeitig beladene Fördergefässe auf- und leere niedersteigen, und diese Gefässe an Seilen hängen, welche an Trommeln befestigt sind, kommen bei der geneigten und Horizontalförderung mehrere verschiedene Methoden vor.

Es werden volle und leere Gefässe nicht nur gleichzeitig, sondern auch abwechselnd bewegt; man kann demzufolge zwischen der doppelt- und einfachwirkenden Förderung unterscheiden. Statt der Treibkörbe werden ferner auch Treibscheiben verwendet, welche das beiden Fördergefässen gemeinschaftliche Seil durch die Reibung mitnehmen; die Fördergefässe hängen dabei entweder an den Seilenden, oder an einem Seil ohne Ende. Das Erstere ist bei der Horizontalförderung nicht zulässig, weil das Seil dabei nicht an die Treibscheibe gedrückt würde, bei der geneigten nur wenn man Gestellwägen verwendet, deren relatives Gewicht das Seil stets gespannt erhält.

Es sollen nun die vorkommenden Fördermethoden speziell geschildert werden.

1) Zur geneigten einfachwirkenden Förderung ist nur ein Seil und ein Treibkorb nothwendig, eine Scheibe nicht anwendbar; nach beendetem Aufzug werden die Fördergefässe ausgewechselt, der Niedergang erfolgt unter Anwendung der Bremse.

2) Die doppeltwirkende geneigte Förderung erfolgt auf nachstehende Arten:

a) Mit Wägen an den Seilenden und Treibkörben oder Treibscheiben, bei letzteren nur mit Gestellwägen oder Fördergefässen, die stets am Seil hängen bleiben. Der Vorgang ist der gleiche wie bei der Vertikalförderung.

b) Mit Seil ohne Ende und Treibscheibe; das Seil läuft am unteren Bahnende über eine Leitscheibe, und wird stets nach derselben Richtung bewegt, so dass die vollen Wägen stets auf einer, die leeren auf der anderen Seite der Bahn verkehren; das An- und Abhängen erfolgt in der Pause zwischen zwei Aufzügen.

c) Mit continuirlich bewegter Kette ohne Ende, welche

das An- und Abschlagen der Wägen während des Ganges gestattet, wie betreffenden Ortes beschrieben ist.

3) Bei der einfachwirkenden Horizontalförderung sind folgende Methoden im Gebrauch:

a) Mit Vorder- und Hinterseil. Von dem einen Treibkorb *t* Fig. 528 der Maschine geht das Vorderseil zum Wagenzug *w*; an diesen schliesst sich das Hinterseil *h*, welches über die am Ende der Bahn befindliche Leitscheibe *s* und dann an der Sohle neben dem Geleise, am Ulm, der First oder auch in einer anderen Strecke zum zweiten Treibkorb t_1 zurückgeführt ist. Beide Körbe sind beweglich; ist *t* eingekuppelt, so bewegt sich der volle Zug *w* in der Richtung des Pfeiles und schleppt das Hinterseil *h* nach, welches von dem losen und etwas gebremsten Korb t_1 abläuft. Nach Anlangen des Zuges werden die Seile *v* und *h* von demselben gelöst und an den mittlerweile vorbereiteten leeren Zug gehängt, *t* aus- und t_1 eingekuppelt und die Maschine wieder in Gang gesetzt. Nun zieht das Hinterseil *h* den leeren Zug von *t* gegen *s*, und schleppt das Vorderseil *v* nach, wobei der Korb *t* mässig gebremst wird. Zu Ende der Fahrt legt man die Seile wieder auf den bei *s* vorbereiteten vollen Zug um u. s. w.

Wegen der grossen Förderlängen müssen sich die Seile mit mehreren Windungsreihen auf die Körbe legen, daher die Windungshalbmesser sich ändern. Bei festen Körben, die gleich viel Umgänge beschreiben, wickelt sich nun zu Anfang einer Fahrt mehr Seil ab als auf, das letztere wird schlaff, legt sich zwischen den Rollen auf den Boden und erhöht durch seine Reibung den Widerstand gegen die Bewegung. Gegen Ende der Fahrt tritt das Umgekehrte ein und kann das Seil leicht bis zum Reissen gespannt werden. Aus diesem Grunde sind bewegliche Körbe in Anwendung, welche in der oben beschriebenen Art gehandhabt werden.

b) Mit Seil und Gegenseil Fig. 529. An beiden Enden der Förderstrecke sind Maschinen mit je einem Treibkorb aufgestellt. Der Korb *t* zieht mittelst des Seiles *s* den beladenen Zug *w*, dieser schleppt das Gegenseil *g* nach, welches von dem losgekuppelten und gebremsten Korb t_1 abläuft. Zu Ende werden die Seile bei *t* auf einen bereitstehenden leeren Zug umgelegt, der Korb t_1 befestigt und seine Maschine in Gang gesetzt, dagegen *t* gelöst. Die beweglichen Körbe sind hier deshalb in Anwendung, damit die eine Maschine nicht leer mitlaufen muss, während die andere die Wägen zieht.

4) Zur doppeltwirkenden Horizontalförderung sind in Anwendung:

a) Ein Seil ohne Ende Fig. 530, welches über die Treibscheibe *t* und Leitscheibe *s* geht. Die Bewegung der Züge *v l* erfolgt in der Richtung der Pfeile; zu Ende der Fahrt werden an den Stellen, wo *v* und *l* sich befanden, neue mittlerweile vorbereitete Züge angehängt, danach die Treibscheibe in gleicher Richtung wieder in Gang gesetzt u. s. w. Bei entsprechender Vorrichtung zur Befestigung der Wägen kann das Seil auch ununterbrochen in Bewegung sein.

b) Mit einer continuirlich bewegten Kette ohne Ende wie bei der geneigten Förderung.

c) Mit zwei Vorderseilen *v* Fig. 531 und einem Hinterseil *h*, welches über eine Scheibe *s* läuft. Diese steht auf einem beweglichen Karren, auf welchen ein Gewicht in der Art wirkt, dass die Seile stets gespannt bleiben. Die Treibkörbe sind dabei fest auf der Welle, die Förderung erfolgt mit Gestellwägen, welche stets zwischen den Seilen eingeschaltet bleiben, weil das Umlegen der letzteren nicht möglich ist.

Um gewöhnliche Wägen anzuwenden, müsste man die Scheibe *s* feststellen, die Körbe beweglich machen. Dabei erhält aber, wie später nachgewiesen, der Anschlagplatz eine complicirte Einrichtung, wenn die Züge während der Fahrt zusammengestellt und in den Pausen nur die Seile umgelegt werden sollen.

Endlich liesse sich eine doppeltwirkende Förderung mit Vorder- und Hinterseil oder mit Seil und Gegenseil auf folgende Art einrichten. Die Bahn erhält, ausgenommen auf den Anschlagplätzen, nur ein Geleise mit einem Ausweichplatz *a b* Fig. 532 in der Mitte der Länge; die Seile werden, so weit sie in der Zeichnung durch ausgezogene Striche dargestellt sind, innerhalb des Geleises, an den punktirten Stellen jedoch von *a* und *b* weg zuerst unter der Sohle, dann an First, Ulm oder an der Sohle ausser dem Geleise geführt. Die beiden Wagenzüge werden bis auf den Ausweichplatz gezogen, die Seile des beladenen Zuges am leeren und umgekehrt befestigt, hierauf die Treibkörbe umgekehrt gedreht und die Fahrt beendet; es kommt dadurch w nach w_1 und w_1 nach w. Auf den Anschlagplätzen legt man wieder die Seilenden von den angelangten auf die vorbereiteten Züge um.

Förderung aus Nebenstrecken. Es sei *AB* Fig. 534 die Hauptstrecke, in welcher mittelst Vorder- und Hinterseil *v s* die Förderung von *A* gegen *B* erfolge, *CD* die Nebenstrecke, so muss,

um von *D* nach *B* zu fördern, in dem Hinterseil *s* eine leicht lösbare Verbindung angebracht sein, welche sich in dem Moment, wo das Vorderseil *v* auf den zugehörigen Korb aufgewickelt, daher der volle Wagenzug *w* eben von *A* nach *B* gelangt ist, in *o*, also bei der Mündung der Nebenstrecke befindet. In der letzteren liegt ferner ein Seil *bca* bereit, welches von *b* bis zur Leitscheibe *c* als Vorderseil in der Bahn, dann bis *a* als Hinterseil neben dem Geleise, an der First oder am Ulm geführt ist. Löst man nun die Verbindung bei *o* und vereinigt die Seilenden mit *a* und *b*, so ist dadurch eine bis an's Ende der Nebenstrecke geschlossene Seilleitung hergestellt, deren Bewegung keinem Anstand unterliegt, da man durch Leitscheiben und Leitrollen dem Seil alle nothwendigen Richtungsänderungen ertheilen kann.

Beabsichtigt man also von *D* nach *B* zu fördern, so hängt man, nachdem der letzte volle Wagenzug *w* von *A* nach *B* gelangt ist, die Seile an den nebenstehenden leeren Zug, nimmt gleichzeitig die erwähnte Seilumlegung bei *o* vor und bewegt nun mittelst der Maschine die Seilleitung nach der Richtung der Pfeile; der leere Wagenzug gelangt dadurch nach *D*, die Seilenden werden daselbst an den bereitstehenden beladenen Zug gehängt und dieser durch umgekehrte Drehung der Treibkörbe nach *B* geschafft.

Da die Bewegung des leeren Zuges von *B* gegen *D* bei ganz aufgewickeltem Vorderseil *v* begonnen hat, so ist die nothwendige Länge des letzteren gleich *BCD*, oder allgemein ausgedrückt: die bei Ankunft des vollen Zuges *w* am Korb aufgewundene Länge des Vorderseiles *v* muss der grössten vorkommenden Förderlänge gleich sein. Die erforderliche Länge des Hinterseiles *s* der Hauptstrecke dagegen ist gleich der Summe der Entfernungen *wA* und *AB*. Es ist zu bemerken, dass die Verbindungsstelle *a* des Seiles wol die Leitscheibe *A* passiren muss, den Treibkorb jedoch nur dann erreicht, wenn $BC + CD$ grösser als $CA + AB$, d. h. wenn CD grösser als $2\,CA$ ist.

Ist aus mehreren Nebenstrecken zu fördern, so muss in jeder derselben ein Seil bereit liegen und sind die entsprechende Zahl Verbindungstellen *o* im Hinterseil der Hauptstrecke nothwendig.

Auf ähnliche Art erfolgt die Förderung aus Nebenstrecken mit Seil und Gegenseil, wobei ersteres die gleiche Länge wie früher das Vorderseil besitzen muss.

Förderung bei stark wechselndem Gefälle. Das Gefälle der Strecken, welches in der Regel veränderlich ist, wird zuweilen an einzelnen Stellen so gross, dass das Wagengewicht bei der

Abwärtsbewegung die gesammten Widerstände überwindet; in diesem Falle muss durch stärkeres Bremsen des Korbes, von dem das Seil abläuft, geholfen werden.

Wenn die stärkste Steigung von den Wägen am Ende ihrer Fahrt zu überwinden ist, so kann man bei der Förderung in folgender Art vorgehen: Man lässt die Wägen bis zum Beginn dieser grössten Steigung laufen, hängt dieselben vom Hinterseil los und zieht sie mittelst des Vorderseiles bis auf den Anschlagplatz. Während dessen bleibt das Hinterseil in Ruhe, da sein Treibkorb ausgekuppelt ist. Am Anschlagplatz wird das Vorderseil auf den bereitstehenden Zug umgelegt, und dieser bremsend über das steile Bahnstück abgelassen, bis er das Hinterseilende erreicht; dieses wird nun an den Zug gehängt und letzterer durch Einkupplung und Bewegung des Hinterseilkorbes weiter befördert. Das Aufziehen über das steile Bahnstück ist dabei erleichtert, weil der Widerstand der Seilleitung fast ganz wegfällt, daher die Betriebsmaschine eine geringere Stärke erfordert.

Berechnung.

Der von der Arbeitsmaschine zu überwindende Gesammtwiderstand besteht aus drei Haupttheilen: aus der Zugkraft $\mathfrak{Z}$ für die Fördergefässe, dem relativen Seilgewicht $\mathfrak{S}$ und den Widerständen $\mathfrak{L}$ der Seilleitung.

Die Werthe dieser Grössen ergeben sich auf folgende Art. Der Widerstand der Leitung besteht vorzüglich aus der Zapfenreibung der Tragrollen, und diese ist wieder hauptsächlich von den Dimensionen der Rollen abhängig, weil deren Gewicht stets bedeutend grösser ist als das von denselben gestützte Seilgewicht. Für bestimmte Dimensionen und Abstände der Rollen kann man also den Leitungswiderstand der Gesammtlänge L_1 der Leitung proportional setzen. Nun ist der Abstand der Rollen meist 6—8^m, deren Durchmesser 0·15 bis 0·2^m, die Axenstärke 0·02 bis 0·03^m, und bei diesen Verhältnissen wird

(1) $\mathfrak{L} = \frac{1}{8} L_1,$

wobei L_1 in Metern einzusetzen ist.

Der Widerstand $\mathfrak{S}$ des relativen Seilgewichtes ist nur bei der geneigten Förderung mit Wägen an den Seilenden zu berücksichtigen und

(2) $\mathfrak{S} = G \sin \alpha$

zu setzen, wobei G das absolute Seilgewicht und α den Winkel der Bahn gegen den Horizont bedeuten.

Die Zugkraft $\mathfrak{Z}$ ist, wenn die Fördergefässe Wägen sind, nach Formel (25), S. 57 zu bestimmen und darin $f = 0{\cdot}12$, $f_1 = 0{\cdot}17$ zu setzen; hiemit ergibt sich die Zugkraft Z für einen Wagen

$$(3) \quad . \quad Z = (W + L)\left(\frac{0{\cdot}17}{D} \pm \sin\alpha\right) + 0{\cdot}12\ (w + L)\ \frac{d}{D}.$$

Hierin sind W das ganze und w das Wagengewicht ohne Räder, L die Ladung in Kil., d der Axen- und D der Raddurchmesser in Centimetern; vor $\sin\alpha$ kommt das Zeichen $+$ oder $-$ zu setzen, je nachdem der Wagen sich auf- oder abwärts bewegt. Ist der letztere leer, so wird $L = 0$. Für Krümmungen bis 20^m Halbmesser herab ist Z bis um $^1/_3$ grösser als nach (3) zu nehmen.

Bei der doppeltwirkenden Förderung ist $\mathfrak{Z}$ gleich der algebraischen Summe aus den Zugkräften sämmtlicher Wägen, welche gleichzeitig in Bewegung sind; für die abwärtsgehenden wird bei geneigter Förderung Z stets negativ.

Bei Anwendung von Gestellwägen ist W das Gesammtgewicht derselben nebst darauf stehenden leeren Förderwägen, w ergibt sich, wenn man von W das Gewicht der Räder des Gestellwagens abzieht, und $D\,d$ sind Rad- und Axendurchmesser des letzteren.

Bei veränderlichem Gefälle hat man für $\mathfrak{Z}$ den grössten Werth anzunehmen, welchen bei den verschiedenen Stellungen der Wägen auf der Bahn die algebraische Summe der Zugkräfte derselben erhält.

Tonnen, Säcke oder Kübel mit Holzbahnen kommen nur bei steiler Bahnneigung vor. Seien F das Gewicht eines solchen Gefässes, q die Förderlast, f der Coëfficient für die Reibung am Tonnenfach; bei der Bewegung ist nur die relative Schwere $q\sin\alpha$ der Last zu überwinden, da die Gewichte der Fördergefässe sich ausgleichen, dagegen wirkt die Reibung des vollen und des leeren Gefässes hinderlich, daher wird

$$\mathfrak{Z} = q\sin\alpha + (2F + q)f\cos\alpha.$$

Die Fördergeschwindigkeit v schwankt bei geneigter Förderung mit Wägen zwischen $0{\cdot}6$ und 5^m; als gewöhnlicher Werth kann etwa 2^m angesehen werden. Bei Tonnen oder Säcken wird man nicht mehr als $0{\cdot}6$ bis 1^m nehmen können, bei der Haspelförderung ergibt sich schon aus den Verhältnissen der Betriebsmaschine v nicht grösser als $0{\cdot}15$ bis $0{\cdot}3^m$.

Bei der Horizontalförderung trifft man, wenn die Bewegung durch Seile erfolgt, $v = 2$ bis 7^m; bei scharfen Krümmungen ist nur

eine mässige Geschwindigkeit zulässig. Als gewöhnlichen Werth kann man etwa 3 bis 5^m ansehen. Bei der Förderung mit Kette ohne Ende ist $v = 0{\cdot}6$ bis $0{\cdot}8^m$.

Hat man nun den grössten Widerstand ermittelt und v gewählt, so können die Hauptverhältnisse der Kraftmaschine ähnlich wie bei der Vertikalförderung ermittelt werden. Ist dieselbe eine Dampfmaschine, so ergibt sich deren nothwendige Stärke N in Pferdekräften, wenn man 10% für die Nebenhindernisse der Arbeitsmaschine rechnet,

$$(4) \quad \ldots\ldots\ldots \quad N = \frac{1{\cdot}1}{75} (\mathfrak{L} + \mathfrak{S} + \mathfrak{Z})\, v.$$

Mit diesem Werthe ist die Berechnung der Dampfmaschine ganz nach den bei der Vertikalförderung gegebenen Regeln und Formeln auszuführen. Wenn die Leistung während der Bewegung wenig veränderlich ist, kann man schon für deren grössten Werth Expansion annehmen, mit erheblichem Vortheil dann, wenn die Maschine keine Umsteuerung erfordert, was bei einigen Anordnungen für Horizontalförderung zutrifft.

Die sonstigen Kraftmaschinen kommen nur bei der geneigten Förderung vor; die Berechnung derselben erfolgt ebenfalls wie bei der Vertikalförderung, nur ist statt G stets das relative Seilgewicht und statt q die Summe $\mathfrak{Z} + \mathfrak{L}$ zu setzen.

Die Bewegung eines grösseren Förderquantums auf einmal ist namentlich bei der Horizontalförderung vortheilhaft, weil dann der Seilleitungswiderstand, welcher häufig bedeutend grösser als die Zugkraft der Wägen ist, einen kleineren Theil der Gesammtleistung der Maschine in Anspruch nimmt.

Die Berechnung der Seile erfolgt nach S. 9, wobei für Q allgemein der grösste Werth der Summe der das Seil spannenden Kräfte, mit Ausschluss des relativen Seilgewichtes, zu setzen, und bei einem Seil ohne Ende der von der Spannvorrichtung hervorgebrachte Zug zu berücksichtigen kommt. Vorder- und Hinterseil, desgleichen Seil und Gegenseil erhalten daher verschiedene Querschnitte. Grössere Zahl und geringer Durchmesser der Drähte sind besonders dann vortheilhaft, wenn das Seil wegen plötzlicher Richtungsänderung mehrfach über Leitscheiben geführt werden muss, welche dabei geringere Dimensionen erhalten können.

Beispiel. 1) Es seien auf einer Strecke ohne Krümmungen, welche in den ersten 2000^m Länge das Gefälle $tang\,\alpha = sin\,\alpha = 0{\cdot}002$ und auf weitere 600^m das Gefälle $0{\cdot}001$ besitzt, 30 Wägen voll abwärts und ebenso viele leer aufwärts mit $v = 3^m$ Geschwindigkeit durch ein Seil ohne Ende zu bewegen,

das durch eine besondere Vorrichtung einen Spannungszuwachs von 600 Kil. erhält. Das Gewicht des leeren Wagens sei $W = 240$ Kil., ohne Räder $w = 140$ Kil., die Ladung $L = 500$ Kil., der Raddurchmesser $D = 30$ und der Axendurchmesser $d = 4$ Cent.

Nach (3) beträgt die Zugkraft für die 30 Wägen

voll abwärts	bei	0·002	Neigung	389 Kil.
„ „	„	0·001	„	411 „
leer aufwärts	bei	0·002	„	122 „
„ „	„	0·001	„	115 „

Die Gesammt-Zugkraft der Wägen ist während der ersten 600 Meter $389 + 115 = 504$, für die folgenden 1400^m gleich $389 + 122 = 511$, für die letzten 600^m gleich $411 + 122 = 533$ Kil., welcher Werth als der grösste gleich $\mathfrak{Z}$ zu setzen ist.

Die Länge L_1 des auf Rollen laufenden Seiles ist, wenn sich die Maschine nahe der Bahn befindet, gleich der doppelten Förderlänge $= 5200^m$, daher der Widerstand der Leitung nach (1)

$$\mathfrak{L} = \frac{5200}{8} = 650 \text{ Kil.},$$

und da das relative Seilgewicht nahe gleich Null ist, folgt aus (4) die Stärke der Maschine

$$N = \frac{1 \cdot 1}{75} (650 + 533)\, 3 = 52 \text{ Pferdekr.}$$

Zur Berechnung des Seiles hat man in den Formeln auf S. 9 $H = 0$ und

$$Q = \mathfrak{Z} + \mathfrak{L} + 600 = 1783 \text{ Kil.}$$

zu setzen; nimmt man ein $6 . 36 = 216$ drähtiges Seil, so wird für $b = 0 \cdot 738$ und $a = 0 \cdot 687$

$$\mathfrak{A} = 933, \quad n\delta^2 = 2 \cdot 79,$$

daher wegen $n = 216$

$$\delta = 0 \cdot 111 \text{ Cent.},$$

der kleinste zulässige Scheibendurchmesser

$$D = 94 \text{ Cent.},$$

das Seilgewicht pr. 1^m Länge

$$k = 2 \text{ Kil.}$$

endlich der Seildurchmesser

$$d = 24 . 0 \cdot 111 = 2 \cdot 7 \text{ Cent.}$$

2) Soll dagegen auf derselben Strecke eine einfachwirkende Förderung mit Vorder- und Hinterseil, und um dasselbe wie früher zu leisten, mit der doppelten Wagenzahl eingerichtet werden, so ist die grösste Zugkraft beim Abwärtsbewegen der vollen Wägen über die Strecke von 0·001 Gefäll nothwendig, und zwar ergibt sich unter Benützung der früher erhaltenen Werthe

$$\mathfrak{Z} = 2 . 411 = 822 \text{ Kil.}$$

Der Leitungswiderstand des Seiles bleibt ungeändert 650 Kil., daher wird nach Formel (4)

$$N = \frac{1 \cdot 1}{75} (822 + 650)\, 3 = 65 \text{ Pferdekr.}$$

Für die Berechnung des Vorderseiles wird dessen grösste Spannung

$$Q = 650 + 822 = 1472 \text{ Kil.};$$

das Hinterseil ist am stärksten gespannt bei Bewegung der leeren Wägen aufwärts über 0·002 Bahnneigung, daher wird für dasselbe

$$Q = 650 + 2 . 122 = 894;$$

setzt man dafür wegen der Spannung, die beim Bremsen des losgekuppelten Korbes dem Seil ertheilt wird, beziehungsweise 1600 und 1000 Kil., und nimmt in diesem Falle 36drähtige Seile, so ergibt sich nach S. 9 für $b = 0{\cdot}706$, $a = 0{\cdot}718$ und $\mathfrak{A} = 933$,

für das Vorderseil:

$$n\delta^2 = 2{\cdot}4,\ n = 36,\ \delta = 0{\cdot}258,\ d = 2{\cdot}3,\ D = 228 \text{ Cent.},$$

für das Hinterseil:

$$n\delta^2 = 1{\cdot}5,\ n = 36,\ \delta = 0{\cdot}204,\ d = 1{\cdot}8,\ D = 180 \text{ Cent.}$$

Bahn und Fördergefässe.

Ueber die Construktion der Bahn und Fördergefässe ist im II. Abschnitt das Nothwendige enthalten. Wägen sind wegen der wechselseitigen Stösse stärker als für Förderung durch Menschen zu construiren und mit Buffern zu versehen. Eine Entgleisung ist besonders nachtheilig, daher die Räder breite Lauf- und hohe Spurkränze erhalten.

Bei der Horizontalförderung ist wegen der Krümmungen ein kleiner Axenstand, daher auch ein kleiner Raddurchmesser vortheilhaft, der für Ladungen von 500 bis 800 Kil. gleich 25 bis 30 Cent. genommen werden kann. Bei grosser Fördergeschwindigkeit füllt man die Wägen nur bis 5—8 Cent. vom Rande, um die Verunreinigung der Bahn durch herabfallende Stücke der Ladung sicher zu verhüten.

Die Bahnschienen sollen gegen horizontale wie gegen vertikale Biegung gut gesichert, daher wenigstens in den Krümmungen und an den Stössen durch Stühle befestigt werden; man verwendet öfters Brückenschienen. Um einen entgleisten Wagen wieder auf die Schienen zu bringen, werden bei den Krümmungen nach Fig. 542 und 543 an der Aussenseite der Schienenstränge *s*, mit diesen fortlaufend und gleich hoch, Reihen von Pfosten *p*, innerhalb des Geleises Bretterböden und von Strecke zu Strecke hölzerne Zwangschienen *z* gelegt, deren Oberfläche die Schienen um 8 Cent. überragt. Hat nun der zufahrende Wagen entgleist, wobei seine Räder mit den Spurkränzen auf den Pfosten *p* und zwischen den Schienen laufen, so streift das eine Vorderrad gegen den schräg liegenden Theil der Zwangschiene und es werden dadurch sämmtliche Räder wieder auf die Schienen geleitet.

Was die Anordnung der Geleise betrifft, so genügt bei der einfachwirkenden Förderung ein Geleise; bei der doppeltwirkenden sind 4 Einrichtungen möglich:

a) Doppelgeleise auf die ganze Bahnlänge Fig. 544;

b) Drei Schienenstränge Fig. 545 mit einem Ausweichplatz in der Mitte der Bahnlänge. Da im übrigen Theil der Bahn immer nur ein Wagen oder Wagenzug verkehrt, ist dieses System stets ausführbar. Die Rollen für die beiden Seile befinden sich zwischen den drei Schienensträngen. Die Anlage der Bahn ist dabei wohlfeiler, da ein Schienenstrang der Fig. 544 wegfällt, auch genügt eine um den Abstand der inneren Schienen geringere Breite der Strecke.

c) Drei Schienenstränge von einem Bahnende *o* Fig. 546 bis zur Mitte, dort ein Doppelgeleise wegen Begegnung der Wägen, endlich ein einfaches Geleise bis zum anderen Ende *u*. Die Anlagskosten werden dadurch erheblich geringer, weil die Förderstrecke auf die halbe Länge eine bedeutend kleinere Breite erfordert, und die Gesammtlänge der Schienen geringer ist. An der Stelle *a*, wo die beiden Geleise des Ausweichplatzes sich zu einem vereinigen, sind zwei drehbare Zungen nothwendig. Die Einrichtung kann so getroffen werden, dass der vom Geleise *n* oder *p* gegen die Weiche bewegte Wagen diese selbstthätig verschiebt. Hat z. B. der am Geleise *n* kommende Wagen die Verschiebung ausgeführt, so bewegt sich derselbe weiter bis zum Ende *u* der Strecke. Beim nächstfolgenden Zug findet nun der von *u* kommende Wagen die Weiche in der richtigen Stellung, um nach *n* einzufahren, begegnet den von *o* über *p* kommenden, dieser verschiebt wieder die Weiche in die für die Rückfahrt geeignete Stellung u. s. w.

Bei der geneigten Förderung mit Wägen an den Seilenden verursacht diese Einrichtung keinen Anstand; man verlegt die drei Stränge in die obere Bahnhälfte, weil sich dort stets zwei Seile neben einander bewegen, welche abgesonderte Leitungen erfordern, während in der unteren Hälfte immer nur ein Seil läuft.

Bei einem Seil ohne Ende und bei der Horizontalförderung dagegen ist auf die ganze Bahnlänge eine doppelte Seilleitung nothwendig, welche in dem einfachen Geleise wenigstens bei Bahnkrümmungen schwer ausführbar sein dürfte; auch muss beim Passiren der Weiche jeder Zug das den andern Zug bewegende oder von diesem nachgeschleppte Seil überfahren.

Der Betrieb wird sicherer, jedoch kostspieliger, wenn man die Weiche bei *a* durch Menschenhand statt durch die Wägen selbst verstellen lässt.

d) Ein einfaches Geleise Fig. 547 in der ganzen Länge der Förderstrecke mit einem Ausweichplatz in der Mitte. Die Kosten der Bahn und der Strecke stellen sich dabei am niedrigsten, allein

an beiden Enden des Ausweichplatzes werden bewegliche Zungen erfordert; bei geneigter Förderung mit Wägen an den Seilenden ist eine doppelte Seilleitung in einer Bahnhälfte und Ueberfahren der Seile nächst einer von den Weichen, in den anderen Fällen doppelte Seilleitung auf der ganzen Bahn und das genannte Ueberfahren bei beiden Weichen nothwendig.

Diese Einrichtung kommt bei den Vordernberger Bremsbergen vor, wo Gestellwägen an den Seilenden hängen; bei gekrümmter Bahn dürfte sie nicht ausführbar sein und ist wegen der complicirteren Weichen-Einrichtung nicht zu empfehlen.

Bei der S. 296 beschriebenen Fördermethode mit Umlegen der Seile am Ausweichplatz sind obige Anstände vermieden, doch ist diese Methode noch nicht erprobt.

Aus dem Obigen geht hervor, dass für die doppeltwirkende Horizontalförderung nur die Einrichtungen Fig. 544 und 545 sicher gut entsprechen; und da die zweite gegen die erste keine wesentlichen Vortheile bietet, findet man nur Doppelgeleise auf die ganze Bahnlänge. Bei der geneigten Förderung mit Wägen an den Seilenden lässt sich Fig. 546 mit Vortheil anwenden, um an Anlagskosten zu sparen, nur muss die selbstthätige Weiche gut beaufsichtigt werden.

Leitung des Seiles.

Ausser bei geringer Länge und steiler Neigung der Bahn wird das Seil zur Verminderung des Reibungswiderstandes und der Abnützung stets durch Rollen geführt.

Für die Leitungen ist der kürzeste Weg zu benützen und sind scharfe Krümmungen thunlichst zu meiden. Dieser Umstand kommt namentlich bei der Seilleitung an beiden Bahnenden zu beachten und ist von Einfluss auf die Anordnung der Fördermaschine.

Eine zweckmässige Construktion der Rollen ist vorzüglich bei der Horizontalförderung, wo die Leitung eine grosse Länge besitzt, von Wichtigkeit.

Geradlinige Leitung. Auf geraden Bahnstücken werden in 6 bis 8^m Entfernung cylindrische Rollen gelegt. Wegen Verminderung der Axenreibung ist ein geringes Gewicht derselben, ein kleiner Axen- und grosser Rollendurchmesser vortheilhaft. Doch dürfen die Wägen beim Ueberfahren der Rollen mit diesen nicht in Collision kommen und müssen die Axen die genügende Stärke besitzen. Die Rollen sollen so breit sein, dass dem Seil ohne Gefahr des Aus-

springens eine Seitenbewegung gestattet ist; sie erhalten aus diesem Grunde auch Spurkränze. Man findet gewöhnlich Rollen von 15 bis 20 Cent. Durchmesser und 20 bis 30 Cent. Breite; die Spurkränze sind bei 4 Cent. hoch, die Axen 2 bis 3 Cent. stark.

Fig. 538 und 539 zeigen eine gusseiserne Rolle mit 1 Cent. Fleischstärke, welche auf einer Axe festgekeilt ist, die in offenen gusseisernen Lagern ruht. Letztere können auf zwei quer zu den Bahnschwellen gelegte und mit diesen verbundene Hölzer befestigt werden. Statt dessen stellt man auch beide Lager mit einer Grundplatte aus einem Guss her und befestigt sie unmittelbar auf einer Schwelle; dabei werden aber die Lager theurer und erhält die Rolle leicht eine zu hohe Stellung gegen den Wagen.

In Fig. 536 und 537 ist eine Rolle aus Tannenholz dargestellt.*) Dieselbe ist mit Blech überzogen, besitzt eine gleichfalls mit Blech ausgefütterte Bohrung und dreht sich lose auf einer an den Lagern befestigten Axe. Nach erfolgter Abnützung kann der Blechüberzug ausgewechselt werden. In Fig. 537 ist ein Schmierloch *a* angedeutet.

Eine abweichende Form zeigt die Rolle Fig. 535; sie ist auf der Axe festgekeilt, welche in den Lagern Spielraum zur Längenverschiebung hat, so dass das Seil bei Seitenschwankungen die Rolle mitnimmt. Die verstärkten Axenenden laufen in Vertiefungen der Lager, welche die Schmiere enthalten; die Lagerdeckel sind aufgeschraubte Eisenschienen. Der concave Kranz der Rollen hindert das Ausspringen des Seiles. Diese Form der Axen soll sich jedoch wegen früherer Abnützung nicht bewähren.

Bei geneigter Förderung mit geringer Geschwindigkeit benützt man auch einfache hölzerne Walzen ohne Beschlag und mit eisernen Drehzapfen.

Leitung in den Krümmungen. Letztere kommen vorzüglich nur bei der Horizontalförderung vor. Bei der Construktion und Aufstellung der Rollen ist darauf zu sehen, dass das Seil sich nicht zu stark biegen muss, nicht leicht ausspringt, und wenn es vom Wagen nachgezogen wird, sich gut auf die Rollen legt.

Bei den ausgeführten Seilförderungen werden Krümmungen bis 15^{m} Halbmesser herab befahren.

Das Seil wird in den Krümmungen durch sein Eigengewicht abwärts, durch seine Spannung horizontal gegen den Krümmungsmittelpunkt der Curve gedrückt. Zur Leitung wendet man dreierlei Systeme von Rollen an: abwechselnd Rollen mit vertikaler und

*) Zeitschrift des Ver. deutscher Ing. 1862, 6. Band S. 40.

horizontaler Axe, von welchen erstere den Seiten- und letztere den Vertikaldruck des Seiles auffangen; schiefgestellte cylindrische und conische Rollen mit horizontaler oder vertikaler Axe, in welchen beiden Fällen die Resultirende aus den genannten Kräften aufgefangen wird.

Die Axenneigung der schiefen und die Form der conischen Rollen wäre danach zu bestimmen, dass diese Resultirende normal zur Rollenfläche stehen soll. Allein die Spannung des Seiles ist je nach der Bewegungsrichtung desselben verschieden, und überdies ergibt sich schon für schwache Krümmungen der Bahn eine so steile Neigung der Rollenfläche, dass das Seil, wenn es schlaff wird, zu leicht abgleitet. Man hält sich daher nicht an die obige Regel, versieht aber die Rollen an der Oberseite der geneigten Auflagefläche für das Seil mit breiten Spurkränzen.

Die Entfernung der Rollen wird geringer als bei geraden Strecken, je nach der Stärke der Krümmung bis 1^m herab genommen, damit das Seil keine merkliche Biegung erleidet. Die Breite der schiefen Rollen kann gering sein, weil das Seil durch seine Spannung gegen dieselben gedrückt wird und nicht schwankt, beim Auflegen aber durch entsprechend geformte Lager auf die Rolle geleitet werden kann.

Wie durch Construktion nachweisbar ist, können die Rollen nicht in der Mitte, sondern müssen gegen die concave Seite der Bahn gelegt werden, wenn das nachgezogene Seil sich auflegen soll.

Fig. 548 zeigt eine Rolle mit schiefer, gegen die concave Seite der Krümmung ansteigender Axe. Der breite äussere Spurkranz hindert das Ausspringen des Seiles. Der Drehbolzen ist mittelst eines Stiftes befestigt, die Rolle steckt lose auf demselben. Um das Aufsteigen des Seiles auf die Rolle zu erleichtern, wenn dasselbe sich näher der Bahnaxe niedergelegt hat, ist die Lagerplatte gegen die letztere zu verlängert, und besitzen die Rippen *s* eine gewölbte Oberfläche. Es ist dadurch eine sich dicht an den Spurkranz der Rolle schliessende Gleitfläche für das Seil gebildet.

Eine andere Rolle mit schiefer Axe zeigen Fig. 552 und 553; dieselbe rotirt um einen mittelst Keil befestigten Bolzen, der mit einer Schraubenmutter versehen ist, um die Rolle an ihrem Platze zu erhalten. An der dem Bahnmittel zugekehrten Seite des Lagers befindet sich wieder eine breite steigende Rippe *s*, welche das Seil auf die Rolle leitet, auf der anderen Seite ein dem Spurkranz entsprechend abgerundeter und sich möglichst nahe daran schliessender Ansatz *n*, welcher, wenn das Seil ausgesprungen ist und niedersinkt,

das Einklemmen desselben zwischen Spurkranz und Lagerplatte hindert. Im Grundriss ist die Rolle selbst weggelassen.

Für vertikale Rollen kann man an der Lagerplatte in der Mitte eine vertikale Hülse anbringen, in welche die Axe eingetrieben und durch einen Stift oder eine Schraubenmutter befestigt ist. Die Rolle wird von oben auf die Axe geschoben, und läuft auf der vorspringenden Hülse an der Lagerplatte; der Kranz muss möglichst nahe zur Platte herabgehen, um das Einklemmen des Seiles zu hindern. Die Rolle selbst kann ähnlich der liegenden Fig. 538 ausgeführt werden, nur empfiehlt sich eine grössere Länge der Nabe, um deren Ausreibung zu vermindern. Ein Spurkranz am oberen Ende oder eine doppeltconische Form der Rolle ist nur nothwendig, wenn das Ausspringen des Seiles zu besorgen steht. Die Axe muss eine grössere Stärke erhalten.

Die auf den Axen beweglichen Rollen sind stets mit Schmierlöchern zu versehen.

Wo das Ansteigen der Bahn rasch zunimmt, stellt man zwischen den geneigten oder statt der vertikalen cylindrischen Rollen conische, mit der breiten Basis nach oben gekehrt, auf, um das Seil, welches vom aufwärtsfahrenden Wagen nachgezogen wird, im Bahnniveau zu erhalten.

Um bei Rollen mit geneigter Axe das Ausspringen des Seiles unschädlich zu machen, wird bei den schärfsten Krümmungen eine zweite zur ersten concentrische und weiter von der Bahnaxe entfernte Reihe von schiefen Rollen oder vertikalen hölzernen Walzen von grösserer Höhe aufgestellt, welche das ausgesprungene Seil auffangen.

Das gute Auflegen des vom Wagen nachgezogenen Seiles auf die Rollen wird durch richtige Stellung der letzteren erreicht. Man bestimmt diese Stellung in der Praxis empirisch; sie kann auch durch Rechnung gefunden werden, und wenn sich auf diese Art auch keine ganz verlässlichen Resultate ergeben, erhält man doch einige nützliche Anhaltspunkte für die Ausführung.

Sei $ABCD$ Fig. 526 die Stellung des dem Wagen folgenden Seilstückes in dem Momente, wo dieses sich auf eine Rolle B legt. Die Seilcurve ist eine Kettenlinie, welche wegen des im Vergleich zur Spannung kleinen Gewichtes des Seilstückes AD als Parabel betrachtet werden kann, deren Scheitel in C, gleich weit von B und D liegt, deren Axe CE und deren Parameter gleich $\frac{2s}{k}$ ist, unter s die Spannung und unter k das Gewicht der Längeneinheit des

Seiles verstanden. Sind h der Vertikalabstand zwischen dem Befestigungspunkt A des Seiles und dem Berührungspunkt B zwischen Rolle und Seil, l die horizontale Entfernung von A bis B, e der Rollenabstand, x die Abszisse des Punktes B, so ergibt sich nach der Gleichung der Parabel

$$\left(l+\frac{e}{2}\right)^2=\frac{2\,s}{k}(h+x)$$

$$\frac{e^2}{4}=\frac{2\,s}{k}\,x;$$

zieht man die zweite von der ersten Gleichung ab, so erhält man

$$(5) \quad \ldots\ldots\ldots \quad l^2+l\,e=\frac{2\,s}{k}\,h,$$

$$(6) \quad \ldots\ldots \quad l=-\frac{e}{2}+\sqrt{\frac{2\,s}{k}\,h+\frac{e^2}{4}}.$$

Der Grundriss $A\,D$ Fig. 527 des Seiles ist in dem Moment, wo sich dieses auf die Rolle B legt, eine Gerade; wenn also auch die Rolle D in der Bahnaxe steht, muss die folgende B sich näher dem inneren Schienenstrang befinden. Es ergibt sich daher allgemein, dass die Rollen innerhalb vom Bahnmittel anzuordnen sind.

Wenn ferner bei der Fahrt nach beiden Richtungen die Spannung des nachgezogenen Seiles gleich gross ist, so müssen offenbar die Abstände $d\,d_1$. . der Punkte, in welchen die Seile die Rollen berühren, von der Bahnaxe gleich sein, daher die Rollen in einem zur letzteren concentrischen Kreis gestellt werden. In Wirklichkeit sind die genannten Spannungen verschieden, doch kann der Einfachheit wegen die letztere Anordnung beibehalten und die grössere Spannung als massgebend für die Rollenstellung angenommen werden; die Folge davon ist nur, dass das schwächer gespannte Seil sich näher der Bahnmitte auf die conischen oder auf die entsprechend geformten Lager der schiefen Rollen legt, welche dasselbe in die Spur gleiten lassen. Zieht man nun $O\,C$ senkrecht auf $A\,D$, so wird für $d=d_1$ offenbar

$$B\,C=C\,D=\frac{e}{2},$$

und aus den Dreiecken $B\,C\,O$ und $A\,C\,O$ ergibt sich, wenn ϱ den Krümmungshalbmesser der Bahn bedeutet,

$$C\,O=(\varrho-d)^2-\frac{e^2}{4}=\varrho^2-\left(l+\frac{e}{2}\right)^2,$$

$$2\,d\,\varrho-d^2=l^2+l\,e.$$

Da ϱ gegen d stets gross ist, kann man d^2 vernachlässigen, und führt man nebstdem den Werth (5) ein, so folgt

$$2\,d\,\varrho = \frac{2\,s}{k}\,h,$$

(7) $d = \frac{s\,h}{k\,\varrho}$.

Hieraus zeigt sich, dass d vom Rollenabstand unabhängig ist. Für s wäre zur Sicherheit der 1·5fache Werth der grösseren Seilspannung zu setzen, welche dem Leitungswiderstand des nachgezogenen Seiles mehr der Zugkraft der bei doppeltwirkender Förderung in dasselbe eingeschalteten Wägen gleich ist. Für die einzelnen vorkommenden Krümmungen wird s verschieden, kann aber innerhalb jeder von denselben als constant betrachtet werden.

Bei scharfen Krümmungen ergibt sich d gross, man stellt daher die Rollen ausser das Geleise, an die concave Seite der Bahn. Da nun der Wagen mit denselben nicht in Berührung kommen kann, ist es auch zulässig, die Rollen mit dem Befestigungspunkt des Seiles am Wagen in gleiches oder selbst höheres Niveau zu bringen; der Abstand d wird dabei gleichgültig, und das Seil legt sich richtig auf, wenn die Rollen und ihre Lager entsprechend construirt sind. Ist eine Verlegung ausser das Geleise nicht zulässig, so befestigt man das nachgeschleppte Seil an einen dem Zug angeschlossenen Conduktеurwagen, auf welchem ein Arbeiter die Fahrt mitmacht, der das Seil mittelst einer entsprechenden Vorrichtung in den Krümmungen niederdrückt; die Rollen müssen dabei nur so weit von der Bahnmitte entfernt sein, dass sie von diesem Apparat nicht berührt werden und der Abstand d ist im Uebrigen wieder gleichgültig.

Der angenommene Werth von d ist auf der ganzen Länge der Krümmung einzuhalten; bei den sich anschliessenden geraden Bahnstücken werden die Rollen allmälig der Mitte näher gestellt und dann kann noch durch längere cylindrische Rollen der Uebergang zu den gewöhnlichen auf der geraden Bahn angewendeten vermittelt werden.

Um die Seilleitung ausser das Geleise zu führen, stellt man innerhalb desselben schiefe Rollen so nahe als thunlich an den Schienenstrang, danach aussen abwechselnd einige vertikale und horizontale Rollen, von welchen erstere den Schienen ganz nahe gerückt werden können.

Gehen Fig. 533 zwei gekrümmte Bahnstücke in einander über, so nimmt bei der Bewegung der Wägen von A gegen B das Seil der Reihe nach die Stellungen ao, ac, af, bei umgekehrter Bewegung die Stellungen bo, bg, bi ein. Es sind daher cylindrische Rollen

von genügender Breite anzuwenden und deren Axen senkrecht gegen *a b* zu legen, weil das Seil constant in dieser Stellung bleibt, nachdem die Wägen vorübergefahren sind. Die letzten Krümmungsrollen dürfen nicht näher an *o* als in den Punkten *a* und *b* liegen, in welchen eine Tangente zu beiden Rollenkreisen letztere berührt, weil sonst das Seil beim Uebergang aus der Stellung *a o* nach *a c*, oder von *b o* nach *b g* sich zwar in die Rollen legen würde, diese aber bei der weiteren Bewegung wieder verlassen müsste.

Bei den Weichen kommen zwei auf einander folgende entgegengesetzte Krümmungen von geringer Länge vor. Man legt dann vor der Theilung des Geleises eine oder zwei längere cylindrische oder doppeltconische Rollen *a* Fig. 541, oder nahe zusammen zwei entgegengesetzt gestellte Rollen mit geneigter Axe; in der weiteren Fortsetzung der Krümmungen folgen einfach conische oder geneigte Rollen *b*, dann wieder die gewöhnlichen *c*.

Die Rollen Fig. 548 und 552 mit geneigter Axe können dem Schienenstrang näher gestellt werden als die mit horizontalen abwechselnden vertikalen, auch ergibt sich bei letzterer Anordnung die doppelte Zahl Rollen, da vertikale allein ebensoviel als geneigte nothwendig sind, wenn das Seil nicht stärker gebogen werden soll als bei diesen. Durch die entsprechende Form der Lager wird ferner das Seil gut auf die geneigten Rollen geleitet, und durch den breiten oberen Spurkranz besser gegen Ausspringen geschützt als bei conischen mit horizontaler Axe. Die geneigten Rollen dürften mithin am besten entsprechen.

Doppelte Seilleitung in einem Geleise. Zwei entgegengesetzt bewegte Seile können nicht auf gemeinschaftlichen Rollen laufen, weil sonst eines derselben schleifen müsste. Es sind daher zwei Reihen von Rollen nothwendig, welche nach Fig. 540 beiderseits von der Bahnaxe liegen, und es muss dafür gesorgt werden, dass das vom Wagen nachgezogene Seil sich auf die zugehörigen Rollen legt, obgleich sein Befestigungspunkt in die Bahnaxe fällt. Zu diesem Zweck muss der Punkt, an welchem das genannte Seil von der zugehörigen Trommel oder Leitscheibe abläuft, seitwärts von der Bahnaxe liegen. Bewegt sich nun der Wagen von der Leitscheibe weg, so nimmt das Seil eine schräge Stellung ein, alle Punkte der Rollenoberflächen aber rotiren in Kreisen, deren Ebenen parallel zur Bahnaxe liegen, und das Seil wird wegen der Reibung gegen die Rollenoberflächen von der Bahnaxe weggedrängt. Dasselbe liegt mithin von der Leitscheibe an bis zu einer gewissen Entfernung vom Wagen geradlinig und parallel zur Bahnaxe, doch seitwärts von

letzterer, und geht dann in einer Curve bis zu seinem Befestigungspunkt am Wagen; diese Curve bewegt sich parallel zu ihrer Stellung in einer zur Bahnaxe parallelen Richtung.

Das Auflegen kann daher in richtiger Art stattfinden, und um dies zu sichern, sind die Rollen bis zur Bahnaxe zu verlängern, also nach Fig. 540 abwechselnd zu stellen. Die Ablenkung des Seiles von der Bahnaxe wird befördert, wenn man die Rollenaxen gegen die Schienen zu abwärts neigt. In dieser Art ist die doppelte Seilleitung bei den Bremsbergen zu Vordernberg ausgeführt.

Derselbe Zweck liesse sich auch erreichen, indem man die Rollenaxen schief gegen die Bahnrichtung legt, so dass das der Bahnmitte nähere Axenende im Sinne der Wagenbewegung weiter vorn liegt. Das Seil würde dabei bis zum äusseren Spurkranz der Rollen gedrängt, doch an der Oberfläche der letzteren und an den Spurkränzen Reibung erleiden.

Bei etwas stärkeren Krümmungen wird das Seil sich nur dann auf die nahe der Bahnmitte aufzustellenden geneigten Rollen gut auflegen, wenn es vom Condukteurwagen aus gegen den Schienenstrang, also von der Bahnaxe weg gedrückt wird, und es dürften Störungen dabei kaum zu vermeiden sein.

Leitung des Seiles an Stellen, wo kein Wagen verkehrt. An solchen Stellen verbleibt das Seil stets auf den Rollen und erleidet keine Schwankungen; die Rollen erfordern eine Spur, aber nur geringe Breite. Man kann denselben wieder 15 bis 20 Cent. Durchmesser geben.

Bei gerader Leitung sind nur Rollen mit horizontalen Axen von 2 bis 2·5 Cent. Stärke nothwendig.

Bei Krümmungen verwendet man abwechselnd horizontale und vertikale Rollen; stellt man immer deren zwei nahe zusammen, so ist das Seil gut gegen Ausspringen gesichert. Die vertikalen Rollen können sich lose um feste Axen drehen. Zu Louisenthal bei Saarbrücken werden derartige Rollen Fig. 554 benützt, deren Nabe nach unten verlängert ist und auf Stahlkugeln von 0·7 Cent. Durchmesser läuft, die sich in einem gusseisernen Untersatz befinden. Diese Einrichtung gibt wenig Reibung, ist aber in der Grube wegen Verunreinigung minder entsprechend.

Ferner sind bei Krümmungen auch Rollen mit geneigter Axe von der Construktion Fig. 548 oder 552 im Gebrauch, bei welchen das Seil gegen Ausspringen nöthigen Falls durch Eisenschienen gesichert wird, die auf den Rippen *s* festgeschraubt sind und bis zum Scheitel des grösseren Rollen-Spurkranzes reichen.

Bei den stärksten Biegungen werden in 5 bis 6^{m} Abstand kleine Seilscheiben von 0·6^{m} Durchmesser gelegt und nach Fig. 554 oder besser auf einer horizontalen Platte gelagert, an welcher ein zuerst aufwärts, dann horizontal gerichteter Arm angegossen ist, der das obere Lager für die auf der Axe feste Seilscheibe enthält. Das Fusslager befindet sich auf der Platte selbst.

Ist eine plötzliche Richtungsänderung nothwendig, so kommen Leitscheiben zur Verwendung, deren Durchmesser der Construktion des Seiles entsprechend gross angenommen werden soll. Geht die Seilleitung aus der Horizontalstrecke in einen Schacht über, so legt man nach Fig. 579 an die Leitscheibe *S* eine Rinne *r*, deren Querschnitt Fig. 578 zeigt; sie besteht aus zwei mit Flantschen verbundenen Theilen, an welche sich Lutten *h* anschliessen, die das Seil weiter leiten und mit Lappen auf Einstrichen *e* festgeschraubt sind. Dadurch ist das Herabfallen des ungespannten Seiles vermieden.

Ist das Hinterseil an der First oder dem Ulm zu leiten, so befestigt man für die Rollen möglichst einfach construirte Häng- oder Wandlager an den Kappen oder Stempeln der Zimmerung. Die Leitung in gewisser Höhe ober der Sohle zeigt jedoch den Nachtheil, dass das Seil, wenn es reisst, auf grosse Länge zu Boden fällt, die Enden sich von einander entfernen und nicht leicht wieder zusammengebracht werden können. Eine Leitung an der Sohle ist daher um so mehr vorzuziehen, als sie die grösste Stabilität besitzt; die Rollen können dabei im Nothfalle selbst zwischen den Schienen, neben der Vorderseil-Leitung gelegt werden.

In der Nähe der Treibkörbe muss den Seilen eine grössere seitliche Bewegung gestattet sein. Die Rollen erhalten daher eine grössere Breite oder sind auf festen Axen verschiebbar; auf der Grube von der Heydt hat man dieselben an einer 8^{m} langen Stange befestigt, welche an dem von den Körben entfernten Ende um eine vertikale Axe drehbar ist, und auf drei Rädern ruht, deren Axen parallel zur Stange liegen.*)

An- und Abschlagen der Fördergefässe.

Es sind nun die Verbindung der Wägen unter einander und mit dem Seil, der Vorgang beim Auswechseln der vollen und leeren Fördergefässe und die nothwendige Einrichtung der Anschlagplätze zu besprechen.

*) Preuss. Zeitschrift 1862, 10. Bd. S. 295.

Befestigung der Wägen am Seil. Conducteurwägen. Sind mehrere Wägen auf ein Mal zu fördern, so werden dieselben stets unter einander verbunden. Dazu kann man sich der Einrichtungen, welche S. 68 für die von Pferden bewegten Wagenzüge angegeben wurden, am besten der durch Fig. 117 dargestellten bedienen.

Schönemann*) empfiehlt für die geneigte Förderung zwei nach Fig. 555 und 556 durch ein Kettenglied verbundene Haken anzuwenden, welche in Oesen der am Boden des Wagenkastens festen Schienen *b* gehängt werden.

Die Befestigung der Wägen am Seil ist eine verschiedene, je nachdem sie an dessen Enden, an einem Seil oder einer Kette ohne Ende erfolgen soll.

1) Die Verbindung der Wägen mit dem Seilende kann wie die der Wägen unter einander, mittelst eines am Seilende befindlichen Hakens oder Kettengliedes erfolgen. Bei der Einrichtung Fig. 117 steckt man durch den Bolzen unten einen federnden Keil (welcher bei der Verbindung einer grösseren Zahl Wägen unter einander wegbleibt, weil das Einstecken und Ausziehen der Keile zu viel Zeit kosten würde).

Werden bei der geneigten Förderung mehr als 2 Wägen auf einmal bewegt, so ist es gerathen, dieselben nicht nur an einander, sondern auch jeden einzelnen oder jeden zweiten bis vierten an das Seil zu hängen. Es wird dadurch eine zu starke Belastung der obersten Verbindung, sowie das Zurückrollen der Wägen verhütet, wenn die obere Befestigung reissen sollte. Zu dem Behufe gebraucht man Ketten aus Eisen oder Stahl, die sich an das Seilende schliessen und in deren Glieder die einzelnen an den Wägen befindlichen Haken eingehängt werden.

Zweckmässiger ist es, das Seil selbst unter die Wägen zu führen. Es werden dann Knoten *k* Fig. 550 und 551 gebildet, indem man Eisenschienen in einem Gesenke ringförmig um das Seil festhämmert und mit Draht umwindet. Neben dem Knoten ist der Bügel *l* auf das Seil geschoben; der Haken *h* wird in die Oese der Schiene *b*, neben dem Verbindungshaken der Wägen eingehängt. Eine andere Einrichtung zeigt Fig. 549; dabei sind *k* der Knoten, *n* ein durch das Seil gesteckter Keil, *p* ein Bügel, der mit dem Befestigungshaken *h* verbunden, und auf eine das Seil umgebende Hülse gesteckt

*) Zeitschr. deutscher Ing. 1862, 6. Bd. S. 38.

ist, *o* zwei Ringe, welche den Bügel *p* an seinem Orte erhalten. In beiden Fällen kann sich das Seil frei drehen.

Bei der Horizontalförderung wird wegen Umlegens der Seile nur der erste Wagen an das ziehende, der letzte an das nachgeschleppte Seil gehängt. Schurzketten erleichtern das Umlegen, und durch ihr Gewicht das Einlegen des nachgezogenen Seiles in die Rollen. Zur Verminderung des Stosses bei Beginn der Fahrt werden hie und da Seilfederbüchsen eingeschaltet. Das Anhängen der Wägen erfolgt am besten auf die früher angegebene Art mit Durchsteckbolzen.

Eine andere in England oft gebrauchte Verbindung zeigt Fig. 557*); darin sind *a* die Bodenschiene des Wagens, *h* ein Hebel und *b* ein Bügel, beide an der Stange *s* drehbar, *n* das Seil; ein mittelst Kette an *s* gehängter Vorsteckstift hindert die Drehung von *b*. Wird derselbe herausgezogen und *b* gegen den Wagen zu gedreht, so ist die Verbindung gelöst. Eine zu Ende der Fahrt sich selbst lösende Befestigung zeigt Fig. 583**); das Gummiband *a*, welches mittelst des Hakens *b* am Wagenkasten hängt, ist während der Fahrt gespannt. Zu Ende wird die Maschine plötzlich gehemmt, das Seil wird schlaff, fällt aus dem Haken *h*, den das Band *a* aufwärts dreht, zu Boden und wird durch weitere Bewegung aus dem Geleise gezogen, während die Wägen vermöge ihrer lebendigen Kraft über eine Bahnkrümmung auf den seitwärts von der Maschine befindlichen Anschlagplatz laufen.

Bei der Horizontalförderung sind häufig Conducteurwägen im Gebrauch (vergl. S. 309), welche sich hinten an den Zug schliessen, damit der Führer das Seil niederdrücken kann. Einen solchen Wagen zeigt Fig. 565.***) Am Rahmen desselben sind zwei Sitze *q* mit Eisengeländer und unten eine an beiden Enden gegabelte Schiene befestigt, an welche bei *n* das Hinterseil, bei *o* der folgende Wagen des Zuges gehängt werden. Das Niederdrücken des Seiles erfolgt durch den bei *c* gegabelten Hebel *abc*; der Haken oder Ring des Hinterseiles wird durch den mit *bc* verbundenen Bolzen *d* festgehalten, so dass der Zug vom Hinterseil frei wird, wenn man den Hebel *ab* in die äusserste Stellung rechts dreht.

Bei der Förderung mit Vorder- und Hinterseil Fig. 528 werden nur Züge von gleicher Länge bewegt. Der bei *s* vor-

*) Preuss. Zeitschrift 1864, 12. Bd. S. 235.

**) Ebendas. 12. Bd. S. 235.

***) Ebendas. 1869, 17. Bd. S. 75.

bereitete Zug darf nämlich nicht kürzer sein als der ankommende, weil sonst die Seile des letzteren sich nicht an den ersteren anschliessen. Man könnte zwar von einem der Körbe mehr Seil ablaufen lassen, wäre aber wegen der Bewegungshindernisse nicht im Stande, dasselbe bei *s* nachzuziehen. Um dagegen zu helfen, ist nach Pfähler*) in dem Zug ein Wagen einzuschalten, dessen Länge dadurch regulirt werden kann, dass Vorder- und Hintergestell verschiebbar sind; Řziha**) schlägt vor, am ersten oder letzten Wagen des Zuges eine Reservekette mitzunehmen, von der ein beliebiges Stück abgelassen und am Seilende befestigt wird; beide Mittel scheinen bisher nicht versucht zu sein.

2) Bei der Förderung mit Seil ohne Ende läuft dieses unter den Wägen durch und müssen sich letztere an jeder Stelle des Seiles anhängen lassen.

Ist die Bahn geneigt, so muss das Seil, da es stets gespannt bleibt, geradlinig unter die Sohle des unteren Anschlagplatzes geleitet werden, es kann daher nur der vorderste der auf letzterem stehenden Wägen angehängt werden und lässt sich nur eine geringere Zahl Wägen auf einmal fördern. Zur Verbindung der letzteren mit dem Seil wird von Jucho (bei einer Bremsbergförderung) eine sogenannte Seilkatze Fig. 563 verwendet.***) Diese besteht aus zwei durch ein Charnier verbundenen Theilen, welche mit Rinnen für das Seil versehen sind, das mittelst zweier Schrauben *s* fest eingeklemmt wird. An die genannten Theile schliessen sich zwei Haken, deren Enden gegen einander gebogen sind und beim Anziehen der Schrauben *s* ebenfalls nahe zusammentreten. Die Anhängkette gabelt sich in zwei Aeste, deren Endringe in die beiden Haken eingehängt werden, und diese nicht eher verlassen können, als bis die Schrauben *s* gelöst und die beiden Theile der Seilkatze aus einander gedreht sind.

Bei der Horizontalförderung mit Seil ohne Ende auf der Steinkohlengrube Gerhard Prinz Wilhelm bei Saarbrücken dient ein Spitzstrang Fig. 580†) zur Befestigung am Seil. Dies ist ein Hanfzopf, an dem einen $1^1/_2$ Zoll dicken Ende mit einer Schlinge versehen, am andern spitz zulaufend. Derselbe wird in der aus der Figur ersichtlichen Weise an das Seil *c* angelegt und herumgewunden,

*) Preuss. Zeitschrift 1861, 9. Bd. S. 87.

**) Tunnelbaukunst 3. Liefg., S. 520.

***) „Erfahrungen" 1855, S. 17.

†) Preuss. Zeitschrift 1865, 13. Bd. S. 226.

das Ende durch die letzte Windung gesteckt und angezogen. In die Schlinge des Spitzstranges ist ein eiserner, unten mit einem Ring versehener Bolzen *a* eingeflochten, der durch eine Oeffung an der Bodenschiene *b* des ersten Förderwagens gesteckt und mittelst eines Keiles festgehalten wird. Nach Anlangen des Zuges zieht man den Keil heraus, der Bolzen *a* fällt herab, der Spitzstrang wird losgemacht und für den demnächst vorzubereitenden Zug beiseite gelegt.

Bei der Horizontalförderung mit ununterbrochen bewegtem Seil ohne Ende muss das An- und Abhängen während des Ganges stattfinden. Auf der Peltongrube bei Newcastle wird dazu der durch Fig. 569 im Vertikalschnitt und durch Fig. 570 in der Unteransicht dargestellte Condukteurwagen*) verwendet, welcher hier den ersten des Zuges bildet. Der Kasten desselben enthält den Sitz *a* für den Condukteur und am Boden eine Oeffnung. Das Seil wird zwischen einen unten am Gestell befestigten Pfosten *p* und den Holzkeil *k* eingeklemmt, welcher mit einer Rinne für das Seil versehen und an der horizontal verschiebbaren, in Führungen gehenden Stange *s* befestigt ist. Die Verschiebung erfolgt durch den bei *o* Fig. 569 drehbaren Handhebel, nachdem das auf der Sohle liegende Seil mittelst eines frei in der Hand gehaltenen Hakens bis zum Boden des Kastens gehoben wurde. Dabei ist auch das Ueberfahren von Stellen möglich, wo die Seilleitung unterbrochen, z. B. unter die Sohle geführt ist; an einem solchen Ort angelangt, lässt man das Seil fallen, die Wägen rollen wegen ihrer lebendigen Kraft weiter und sobald das Seil wieder zum Vorschein kommt, wird dasselbe mit dem Haken gehoben und am Condukteurwagen festgeklemmt. Der Hebel *c* Fig. 569 dient zum Anziehen des Bremsbackens *e*, der selbstverständlich nicht bis zum andern Räderpaar fortgesetzt sein kann; das Niederdrücken des nachgezogenen Seiles erfolgt durch den Hebel *b*.

Zu Kirkless Hall bei Wigan wird an den vordersten Wagen eine Zange Fig. 561 und 562 mit langen Backen *a* mittelst der Kette *k* gehängt, das Seil eingeklemmt und durch einen von oben auf die Zange geschobenen Ring festgehalten. Bei den Krümmungen drückt der Führer den Obertheil der Zange gegen die concave Seite der Bahn, die Kette *k* mit dem Fuss nach der entgegengesetzten Richtung und hindert dadurch das Anstreifen der Zange an die Rollen.

3) Die Förderung mit continuirlich bewegter Kette ohne Ende

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1858/9, 4. Bd. S. 206; Preuss. Zeitschr. 1861, 9. Bd. S. 92.

ist an einigen Orten Englands in Betrieb. Bei einer geneigten Förderung auf der Peltongrube*) dienen zum Anhängen der Wägen kurze Ketten, an beiden Enden mit Haken versehen, welche man einerseits in ein Glied der Kette ohne Ende, anderseits an den Wagen hängt.

Bei einer Horizontalförderung an demselben Orte**), deren Bahn nach Fig. 582 an einer Stelle eine nahe rechtwinklige Krümmung zeigt, im Ganzen 306 Lachter Förderlänge besitzt und durchaus mit einem doppelten Geleise versehen ist, liegen die Treib- und Leitscheiben etwas höher als der obere Rand der Wägen; die Leitrollen fehlen und die Kette wird nur durch die Wägen selbst getragen, die man in Abständen von 11 Lachtern unterschiebt und in folgender Art befestigt. Auf den Rand des Wagenkastens wird nach Fig. 566 u. 567 eine mit drei Zacken versehene Klammer *k* gesteckt und in deren oberen Einschnitt ein Glied der Kette ohne Ende in vertikaler Stellung eingesenkt. Wenn der Wagen in die Nähe der Leitscheiben *l* Fig. 582 an der Bahnkrümmung gelangt, lässt derselbe die zur höher gelegenen Leitscheibe ansteigende Kette los, wird von 2 daselbst postirten Arbeitern über die Krümmung gestossen und danach die Kette wieder in die Klammer eingelegt. Desgleichen verlässt der Wagen bei den Anschlagplätzen selbstthätig die Kette. Zwei kürzere ober Tags gelegene geradlinige Bahnen von geringerer Länge auf der Grube Black Brook zwischen Liverpool und Manchester zeigen dieselbe Einrichtung, nur wird nach Fig. 564 die Kette auf zwei Bolzen *a* gesteckt, welche die Enden einer unter dem Wagenkasten durchlaufenden Schiene bilden. Aehnlich erfolgt auch die Förderung bei einem obertägigen Aufzug zu Stassfurt***), dann die Rampenförderung von Léon Edoux†), bei der die Kette tiefer liegt und an Gabeln gehängt wird, welche seitlich an den Wagenkästen befestigt sind.

Die Fördergeschwindigkeit ist bei diesen Einrichtungen nicht grösser als 0·6 bis 0·8^{m}.

Verbindung des Seiles der Nebenstrecken mit dem Hauptseil. Wie bei den Fördermethoden angegeben, ist das Seil der Nebenstrecken in das Hauptseil einzuschalten und wird dazu eine Verbindung erfordert, welche leicht lösbar ist und die Leitscheiben ohne Anstand passirt. Man benützt dazu die Fig. 577 dar-

*) Preuss. Zeitschrift 1861, 9. Bd. S. 99.

**) Ebendas. S. 88.

***) Berggeist 1870, S. 89.

†) Rittinger, Mittheil. über die Pariser Ausstellung 1867, S. 17.

gestellte Construktion; die Seilenden werden durch Nieten zwischen Beschläge *a* eingeklemmt, und diese durch den Bügel *b* und einen Schraubenbolzen verbunden. Statt *a* wären auch gewöhnliche Seilschurze anwendbar.

Anschlageplätze, Vorgang beim An- und Abhängen der Wägen. Zur Förderung mit gewöhnlichen Wägen sind Anschlageplätze an den Bahnenden nothwendig, auf welchen das Auswechseln der Wägen erfolgt.

1) Bei der geneigten Förderung sind die Anschlageplätze nahe horizontal herzustellen, damit die Wägen ohne grosse Mühe verschoben werden können. Hängen die Wägen an den Seilenden, so soll der obere Anschlageplatz gegen die Bahn ein Fallen von nicht weniger als 0·01 bis 0·015 erhalten, damit bei Ingangsetzung der Maschine die Wägen selbstthätig auf die geneigte Bahn rollen; während der Befestigung am Seil hält man sie durch Holzstücke, die man zwischen die Radspeichen steckt, oder durch Bremsen fest.

Ist die geneigte Förderung einfachwirkend, was nur bei geringer Bahnneigung zweckmässig ist, so kann man wegen der geringeren Zugkraft der Wägen eine grössere Zahl derselben auf einmal an das Seil hängen, die Anschlageplätze ebenso einrichten und das An- und Abhängen der Wägen vornehmen wie bei der einfachwirkenden Horizontalförderung; der Unterschied besteht nur darin, dass das Hinterseil wegfällt.

Bei der doppeltwirkenden geneigten Förderung ist die Einrichtung des oberen Anschlageplatzes im Allgemeinen die aus Fig. 558 ersichtliche. Das Umlegen des Seiles ist wegen der doppelten Leitung nicht gut ausführbar, daher die Züge nicht während der Fahrt, sondern in dem Stillstand zwischen zwei Fahrten zusammengestellt werden, was bei geringerer Wagenzahl keinen grossen Aufschub verursacht. Die Förderbahn enthält bei einem Seil ohne Ende in ihrer ganzen Länge, sonst mindestens in der oberen Hälfte zwei Geleise. Es seien AB das obere Ende der geneigten Bahn, M die Maschine, $s s_1$ die Seile. Die Abfuhr der vollen Wägen erfolge auf dem Geleise C, die Zufuhr der leeren auf D, so muss eine Verbindung von B mit C und von D mit A vorhanden sein, weil auf A und B abwechselnd die vollen Wägen anlangen und die leeren abgehen. Diese Verbindung erfolgt entweder durch Wendeplatten, die einen Theil der Bahn ersetzen, oder, wie in der Figur angedeutet, durch Abzweigung und Kreuzung. Um gegen eine Entgleisung gesichert zu sein, ist es beim Verschieben der Wägen durch Pferde angezeigt, Weichen mit beweglichen Zungen anzulegen. Nach Fig. 559 sind

deren vier bei *m*, *n*, *o* und *p* nothwendig, von welchen aber nur die bei *p* von Hand stellbar sein muss, während die Zungen der anderen drei durch Gewichte oder Federn in der Richtung der Pfeile gegen die Schienen der Geleise gedrückt werden. Durch Verstellung der Weiche *p* können die leeren Wägen von *D* nach *B* oder *A* geleitet werden, die vollen gelangen von *A* und *B* stets nach *C*.

Die beiden Gablungen der Bahnen können sich nach Fig. 560, wo die Theile mit denselben Buchstaben wie in Fig. 559 bezeichnet sind, auch kreuzen, und man wird sich überzeugen, dass die Bewegung der Wägen auch hier in der gewünschten Art stattfindet.

Nach Anlangen eines beladenen Zuges auf *A* oder *B* Fig. 558 wird derselbe vom Seil gelöst und nach *C* geschoben, dann bringt man die auf *D* bereit stehenden leeren Wägen an die Stelle, wo der beladene Zug angekommen war, und befestigt sie an das Seil.

Um die auf *A* angelangten Wägen nach *C* zu bringen, ohne das Seil s_1 zu überfahren, könnte man von *a* eine Seitenbahn um die Maschine *M* herumführen, welche vor der Weiche in das Geleise *C* mündet. Eine solche Anlage wäre jedoch wenigstens in der Grube zu umständlich, es ist daher zweckmässiger, die Seile etwa von *ab* an, unter der Bahnsohle gegen die Maschine zu leiten.

Je nach Lokalverhältnissen können die Geleise von *AB* bis *CD* auch geradlinig fortlaufen, die Seile durch Leitscheiben unter der Sohle zu der seitwärts aufgestellten Maschine geführt sein. Zuweilen stellt man die Körbe oder die Treibscheibe in eine Vertiefung unter der Bahnsohle, welche mit einem festen Boden überdeckt ist, auf dem sich die Fortsetzung der Bahn befindet.

Bei Verführung der Wägen auf den Anschlagplätzen mit Pferden ist es zweckmässig, die Seile zwischen zwei Eisenbahnschienen zu legen, die sich etwas unter dem Niveau der Geleiseschienen befinden, und in welchen von Strecke zu Strecke schmale Rollen zur Stütze des Seiles eingeschaltet sind.*)

Der Vorgang bei Anwendung einer Kette ohne Ende wurde oben angegeben.

2) Bei der Horizontalförderung soll ebenfalls die Neigung der Anschlageplätze so gering sein, dass die Wägen sich leicht verschieben lassen. Unter Umständen wird die durch Fig. 572 und 573**) dargestellte Einrichtung mit Vortheil zu benützen sein, welche

*) Zeitschr. deutscher Ing. 1862, 6. Bd. S. 40.

**) Preuss. Zeitschr. 1864, 12. Bd. S. 235.

bei einer an die Schacht- sich anschliessenden horizontalen Förderung vorkommt. In Fig. 572 sind S der Schacht, DB das Geleise für die vollen und EC das für die leeren Wägen; die Neigungsverhältnisse beider zeigt der Durchschnitt Fig. 573. Die vollen durch den Schacht angelangten Wägen werden nach B gestossen, rollen auf der geneigten Ebene BD abwärts und gruppiren sich von selbst zu einem Zug, der nach Verbindung der Wägen mit dem Seil über das kurze auf D folgende, ziemlich steil ansteigende Bahnstück weiter bewegt wird. Der von A her kommende leere Zug dagegen wird durch das Seil bis auf die geneigte Ebene EC gebracht, durch Hemmung der Räder an seinem Platze erhalten, vom Seil gelöst und danach können die einzelnen Wägen successiv dem Schachte zugebremst und durch diesen niedergelassen werden. Dieselbe Einrichtung ist auch verwendbar, wenn die beladenen Wägen zuerst horizontal und dann durch den Schacht aufwärts zu fördern sind; nur müssen dann die vollen Wägen nach EC, die leeren nach BD gebracht werden.

Die weitere Einrichtung hängt von der Fördermethode ab.

a) Bei der einfachwirkenden Horizontalförderung ist nur ein Bahngeleise A Fig. 571 vorhanden, welches sich an den Anschlagplätzen in zwei Geleise AC und AD gabeln muss. Die Maschine M bewegt den beladenen Zug v mittelst des Seiles s stets auf das eine Geleise AC, während auf dem anderen AD der leere Zug l vorbereitet wird. Nach dem Anhalten werden die Seile ss_1 an den Zug l umgelegt, und in umgekehrter Richtung bewegt, so dass nun das Seil s nachgeschleppt wird. Die weitere Fortführung der angelangten Wägen erfolgt stets auf C, die Zufuhr der leeren von D aus. Um die vollen Wägen nach C zu schaffen, wird mittelst der S. 314 beschriebenen Einrichtung Fig. 583 das Seil von den Wägen gelöst und diese bewegen sich selbstthätig nach C; auch könnte die Bahn C um die Maschine herumgeführt werden, wobei die Fortschiebung der Wägen nach erfolgtem Umlegen des Seiles stattfinden müsste, wie bei der folgenden Anordnung. Diese, die einfachste und gebräuchlichste, besteht wieder darin, das Seil zwischen zwei Rollen r mit vertikaler Axe unter die Sohle zu führen und die sonstigen Leitungsrollen n zwischen beiden Geleisen anzubringen. Damit sich das vom abgehenden leeren Zug nachgezogene Seil gut auf diese Rollen legt, stellt man diese etwas tiefer, und hilft dem Seil mit hebelartig gebrauchten Stangen nach. Es ist klar, dass dabei zwischen beiden Geleisen keine Stempel angebracht werden können.

An der Stelle, wo die Bahn sich gabelt, kann man eine selbst-

thätige Weiche legen, deren Zungen durch eine Feder oder ein Gewicht in der für das Einfahren von *A* gegen *C* nothwendigen Stellung erhalten werden; der abfahrende leere Zug schiebt die Zungen beiseite. Bei Anwendung eines Condukteurwagens ist eine Verbindung zwischen *C* und *D* nothwendig, um denselben nach Fortschiebung der vollen Wägen auf *D* schaffen und dem zusammenzustellenden leeren Zug anschliessen zu können. Der Condukteurwagen muss dabei gewendet werden oder an beiden Seiten mit Vorrichtungen zum Niederdrücken des Seiles versehen sein.

b) Die doppeltwirkende Horizontalförderung mit Kette ohne Ende wurde S. 317 beschrieben. Bei einem Seil ohne Ende werden auf die ganze Bahnlänge zwei Geleise angebracht, in beiden für das Seil Rollen gelegt und letzteres nächst den Enden der Anschlageplätze unter die Bahnsohle geführt.

Bei einer Förderung mit Vorder- und Hinterseil oder Seil und Gegenseil wären auf den Anschlagplätzen drei Geleise, in den Zwischenräumen derselben die beiden Seilleitungen anzubringen und auf dem mittleren Geleise während der Fahrt der Zug zusammenzustellen; es können aber dann keine Stempel auf dem breiten Anschlagplatz aufgestellt werden und sind complicirte Geleiswechsel nothwendig.

Die S. 296 angeführte doppeltwirkende Förderung auf einem Geleise erfordert das Umlegen der Seile auf dem Ausweichplatz. Die beiden ziehenden Seile Fig. 574 sind von den Punkten *no* an zuerst unter der Sohle, dann in geeigneter Art ausserhalb, die gezogenen dagegen innerhalb des Geleises zu legen.

Nach Anlangen der in der Richtung der Pfeile bewegten Züge *v l* werden ihre Seile *abcd* ausgetauscht, indem man *a* über *b* und *d* über *c* bewegt, wodurch sich die Stellung $a_1\ b_1\ c_1\ d_1$ Fig. 575 ergibt. Bei umgekehrter Drehung der Treibkörbe wird nun die Bewegung in gleicher Richtung fortgesetzt. Auf den Anschlagplätzen ist der Vorgang derselbe wie bei der einfachwirkenden Förderung. Das Umlegen der Seile am Ausweichplatz würde jedoch die aus der gleichzeitigen Bewegung voller und leerer Züge resultirende Mehrleistung herabsetzen.

Bestandtheile der Arbeitsmaschine.

Wie aus der Darstellung der Fördermethoden hervorgeht, dienen zur Bewegung der Seile entweder Treibkörbe oder Treibscheiben, welche den Haupttheil der Arbeitsmaschine bilden. Die letz-

tere erhält ferner eine Bremse und wird nach Erforderniss durch eine Transmission mit der Kraftmaschine verbunden.

Treibkörbe. Diese sind wie für Vertikalförderung zu berechnen, wobei für P die grösste Seilspannung einzusetzen ist. Bei der geneigten Förderung kommen auch conische Körbe vor, welche indessen, ausser etwa bei Wassertonnenaufzügen, nicht viel Vortheil gewähren, da die vertikale Aufzugshöhe meist klein, daher der Widerstand wenig veränderlich ist.

Zur Horizontalförderung müssen die Körbe wegen der vielen Windungsreihen der Seile breitere Kränze erhalten.

Die gewöhnlichen Methoden dieser Förderung verlangen weiter, dass beide Körbe beweglich sind. Da die Ein- und Ausrückung nach jeder Fahrt erfolgt, muss sie bequem und rasch ausführbar sein. Man benützt dazu, wenn die Körbe auf einer Welle liegen, einen mittelst Keilnuth an der Treibkorbwelle verschiebbaren Muff, an beiden Enden mit Klauen versehen, welche in Vertiefungen an den Naben der Körbe greifen. Die Klauen sollen radiale Seitenflächen erhalten, damit das Einrücken nur bei langsam gehender Maschine, daher ohne Stoss möglich ist. Soll der Korb durch den zu übertragenden Druck nicht deformirt werden, so ist es am besten, den beiden Korbscheiben eine gemeinschaftliche gusseiserne Nabe zu geben, und die Arme aus Schmiedeisen zu fertigen. Die Nabe kann an beiden Enden Messingfutter erhalten.

Befinden sich die Körbe auf abgesonderten Wellen, so schaltet man in letzteren die Kupplungen ein.

Die Construktion ist jedoch solider und das Einrücken bei viel mehr Stellungen möglich, wenn man Zahnräder benützt, welche auf den abgesonderten Treibkorbwellen sitzen und mit dem zwischenliegenden Getriebe an der Kurbelwelle in oder ausser Eingriff gebracht werden. Dies erfolgt auf zweierlei Art. Die Räder auf den Treibkorbwellen werden nahe den Lagern aufgesteckt und diese senkrecht zur Wellenrichtung verschoben; dabei müssen aber die an der anderen Seite befindlichen Lager etwas beweglich oder die Wellen sehr lang sein, um die erforderliche Biegung zu gestatten. Vortheilhafter ist es daher, das Getriebe längs der Welle zu verschieben, was mittelst eines gewöhnlichen Ausrückhebels erfolgt; die Zahnräder an den Treibkorbwellen sind dann in verschiedene Ebenen zu legen. Nebstdem kommt auch, jedoch selten, die Friktionskupplung (mit conischen Scheiben) vor.

Man ist, besonders bei Aufstellung der Maschine in der Grube, oft genöthigt, die Treibkörbe nahe den ersten Leitrollen für das

Seil zu legen, wobei das letztere sich unregelmässig aufwindet. Dagegen wird durch geringere Breite der Körbe geholfen, wobei aber die Zahl Windungsreihen noch höher steigt. Es sind daher Apparate zur Erzielung einer guten Seilauflage in Anwendung, wie z. B. auf der Grube von der Heydt bei Saarbrücken*); das Seil läuft dabei zwischen zwei Rollen, die sich auf einem von der Maschine durch Riemenumsetzung und eine Schraubenspindel bewegten Schlitten befinden. Nach Beendung einer Windungsreihe wird wie bei Hobelmaschinen der Riemenhalter mittelst Kippkugel umgelegt und dadurch der Schlitten zurückbewegt.

Treibscheiben. Diese sind bei Seilen ohne Ende nothwendig und nebstdem bei geneigter Förderung mit Gestellwägen an den Seilenden anwendbar.

Der Durchmesser derselben soll der Stärke der Seildrähte entsprechen, am Umfang wird eine Spur angebracht. Um die Dimensionen zu finden, ermittelt man die grösste vorkommende Differenz P zwischen den Spannungen des auf- und ablaufenden Seiles in Kil. und erhält sodann den Wellendurchmesser d in Centimetern

$$d = 0{\cdot}39 \sqrt[3]{PR} \quad \text{für eine gusseiserne Welle}$$

$$d = 0{\cdot}29 \sqrt[3]{PR} \quad \text{„ „ schmiedeiserne „}$$

wobei R den Scheibenhalbmesser in Cent. bedeutet.

Die Arme können einen ovalen Querschnitt erhalten, dessen Höhe h nächst der Nabe

für 6 Arme $h = 0{\cdot}83\, d$

„ 8 „ $h = 0{\cdot}75\, d$

zn setzen ist, wobei d den Durchmesser der Gusseisenwelle bedeutet; ferner kann man die

Armhöhe nächst dem Kranz $= {}^3/_4\, h$

Armdicke constant $= {}^1/_2\, h$

Dicke der Nabe $= {}^1/_2 + {}^1/_3\, d$

Länge „ „ $= 10 + 0{\cdot}12\, R$

nehmen, alle Maasse in Cent. verstanden.

Die Reibung zwischen Scheibe und Seil muss gross genug sein, damit letzteres stets mitgenommen werde. Die Bedingung dafür ist, dass

$$(8) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad \frac{S}{S_1} < e^{f\varphi}$$

sei, wobei $e = 2{\cdot}718$, f der Reibungscoëfficient, φ der vom Seil um-

*) Preuss. Zeitschr. 1862, 10. Bd. S. 294.

fasste Bogen für den Halbmesser 1, S die Spannung des auf- und S_1 die des ablaufenden Seiles ist; der grösste vorkommende Werth des Verhältnisses von S zu S_1 muss der Bedingung (8) entsprechen.

Ist dies nicht der Fall, so kann man durch Vergrösserung von $f\varphi$ oder Verkleinerung von $\frac{S}{S_1}$ helfen. Das letztere wird bei geneigter Förderung mit Gestellwägen durch künstliche Belastung derselben erreicht, wobei S und S_1 um die gleiche Grösse wachsen, also das Verhältniss beider sich der Einheit nähert, d. h. abnimmt; bei Seilen ohne Ende durch eine Spannvorrichtung, welche die gleiche Wirkung hervorbringt. Eine solche Vorrichtung ist bei der Horizontalförderung nothwendig, weil sonst das Seil nicht an die Scheibe gedrückt wird, bei der geneigten zweckmässig, um das Schleifen des Seiles an der Sohle zu verhüten.

Man kann auch beiderlei Mittel combiniren, also nebst der künstlichen Belastung oder Spannvorrichtung noch die Vergrösserung von $f\varphi$ anwenden.

1) Der Werth von $f\varphi$ wird vermehrt, wenn f oder φ wächst. Für ein getheertes Drahtseil und eine gusseiserne Scheibe mit rund ausgekehlter Spur kann man $f = 0{\cdot}1$ setzen, und wenn das Seil den halben Umfang der Scheibe bedeckt, wird $\varphi = \pi$ und

$$e^{f\varphi} = 1{\cdot}37.$$

a) Der Bogen φ wird durch die Anordnung Fig. 585 oder 568 vergrössert, von welchen die letztere besser entspricht, weil dabei die Leitscheibe s_1 einen grösseren Durchmesser erhält. Man kann für beide $\varphi = 1{\cdot}5\,\pi$ setzen und es wird

$$e^{f\varphi} = 1{\cdot}6.$$

Eine dritte Anordnung zeigt Fig 478, durch welche jedoch nur wenig gewonnen ist.

Eine bedeutende Vergrösserung von φ ergibt sich, wenn man nach Fig. 576 das Seil $1\frac{1}{2}$mal um die Scheibe legt*); dabei ist

$$\varphi = 3\,\pi \text{ und}$$
$$e^{f\varphi} = 2{\cdot}56.$$

Die Seilwindungen suchen wie bei einem Haspel vorzurücken, und zwar gegen die Seite des auflaufenden Seiles, also von a gegen b; man legt daher zwei Leitrollen e, die eine unter c, die andere über das ablaufende Seil; dessen ungeachtet muss c stets die frühere Windung beiseite schieben, was durch deren geringere Spannung zwar erleichtert wird, doch einen stärkeren Seilverschleiss hervorruft.

*) U. A. beim Verespataker Bremsberg angewendet, Erfahrungen 1855, S. 17.

Das ausgiebigste, allerdings am wenigsten einfache und dem Seil nicht zuträgliche Mittel besteht darin, das letztere wie bei Friktionswinden mehrmals um zwei mit Spuren versehene Trommeln oder Scheiben *A B* Fig. 592 zu legen. Bei Friktionswinden lässt man beide, bei der Förderung mit Seil ohne Ende nur eine der Trommeln *B* von der Kraftmaschine bewegen, wodurch die Transmission einfacher, dagegen die nothwendige Zahl Windungen grösser wird; denn soll das Seil gleiten, so hat dasselbe nur die Reibung an *B* zu überwinden und nimmt die frei bewegliche Trommel *A* mit. Doch ist die erforderliche Zahl Windungen überhaupt nicht gross.

Von beiden Trommeln ist *B* vortheilhafter durch die Kraftmaschine zu bewegen, weil darauf um eine Seilwindung mehr liegt als auf *A*.

Eine solche Vorrichtung, von Schönemann construirt, ist bei der Horizontalförderung der Grube Gerhard bei Saarbrücken in Verwendung.*) Fig. 581 zeigt dieselbe im Grundriss. Die Trommeln *A B* bestehen aus Gusseisen und sind mit einer 9 Cent. dicken Schicht Eichenholz bedeckt, in welcher sich Nuthen von der aus Fig. 584 ersichtlichen Form befinden. Das Seil *s* geht zuerst horizontal unter *A* und *B* durch, über *B* aufwärts, dann zur Unterseite von *A*, um *A* herum, zur Unterseite von *B* u. s. w., so dass die Seilstücke 2, 4 und 6 von *B* gegen *A* abwärts, 3 und 5 umgekehrt geneigt sind. Dadurch wird erreicht, dass die einzelnen Windungen mehr als den halben Trommelumfang umschliessen und dass die Seilstücke *s* und s_1 beide in gleichem Niveau, als Unterseile, von der Trommel *B* ausgehen. Der Umfang der letzteren bewegt sich entgegengesetzt zu dem dieselbe berührenden Seilstück *s* oder 1, daher eine abgesonderte Scheibe *r* lose auf die Trommelwelle aufgesteckt ist. Der Betrieb erfolgte früher durch eine Lokomobile mittelst Riemenscheibe *t* und Zahnräder-Umsetzung, gegenwärtig durch eine liegende Dampfmaschine.

Aehnliche Vorrichtungen finden sich angewendet bei der unten zu beschreibenden Maschine Fig. 593 der Peltongrube, dann auf der Grube Kirkless Hall bei Wigan Fig. 596**), worin *A* eine Seilscheibe und *B* die Treibscheibe bedeuten, welche mit zwei etwas von einander entfernten Spuren versehen ist; das Seil geht von *s* in der Richtung der Pfeile unter der Scheibe *A* geradlinig zur unteren Spur von *B*, dann schräg nach *A*, von dort ebenso zur oberen Spur von *B* und endlich gerade nach s_1. Ferner auf einer Lokomotivbahn

*) Preuss. Zeitschrift 1865, 13. Bd. S. 223.

**) Ebendas. 1862, 10. Bd. S. 71.

am Haut Prè bei Lüttich, zur Bewegung der Züge über 2 Rampen von je 1980^m Länge und 0·023 Gefäll. Dabei ist eine der Trommelaxen horizontal, die andere etwas geneigt angeordnet, so dass je zwei ober einander liegende Seilstücke zwischen den Trommeln in dieselbe Vertikalebene fallen und das Seil sich möglichst wenig an der Spur reibt.

Auf der Kohlengrube Levant du Flénu bei Cuesmes*) zeigte die Einrichtung einen unregelmässigen Gang und die Abnützung des Seiles war so gross, dass man zur Anwendung einer Fowler'schen Seilscheibe (s. unten) schritt.

b) Der Reibungscoëfficient f wird durch Bedeckung der Scheibenoberfläche mit einem Material erhöht, welches das Gleiten weniger zulässt als das Gusseisen; doch sind solche Körper nicht dauerhaft genug. Dagegen kann der Normaldruck des Seiles gegen die Spur erhöht werden, indem man der letzteren einen dreieckigen Querschnitt Fig. 586 gibt; sind α der Winkel der Spurwände gegen einander, D der radiale Druck des Seiles, D_1 der Normaldruck gegen eine der Spurwände, so wird

$$D = 2\, D_1 \sin \frac{\alpha}{2},$$

daher der gesammte Normaldruck

$$2\, D_1 = \frac{D}{\sin \frac{\alpha}{2}}.$$

Die Vergrösserung des Druckes D auf den obigen Werth $2\, D_1$ hat offenbar dieselbe Wirkung als eine entsprechende Vermehrung von f; es ist daher in (8)

$$\frac{f}{\sin \frac{\alpha}{2}} \text{ statt } f$$

zu setzen. Für $\alpha = 60^0$ z. B. wäre $2\, f$ statt f zu setzen. Es darf jedoch α nicht zu klein genommen werden, weil sich sonst das Seil beim Auflaufen zu stark klemmt, das Ablaufen nur mit einem Stoss erfolgt, und bei grösserem Werthe von α wird diese Modification wegen Abreibung der Spurwände bald unwirksam werden.

Mit Vortheil lässt sich dagegen die anderwärts oft verwendete Fowler'sche Seilscheibe benützen, deren Kranz Fig. 587 durchschnitten zeigt. Am Umfang derselben sind nahe an einander schliessend drehbare Klappen $k\, k_1$ befestigt, welche durch das sich auf-

*) Revue universelle 1870, 27. Bd. S. 258.

legende Seil einwärts gedreht werden und daher das letztere fest einklemmen. Beim Ablaufen des Seiles öffnen sich die Klappen von selbst durch das Gewicht einer an der Aussenseite der unteren Klappe k_1 angebrachten Verstärkung; der Ansatz a hebt die obere Klappe k, und diese begrenzt durch ihre Form den Hub. Die Wirkung ist dieselbe wie früher, indem der radial einwärts gerichtete Druck sich in zwei zu den Flächen der Klappen senkrechte Componenten zerlegt; bezeichnet man den Winkel, den diese Componenten mit einander einschliessen, mit $180 - \alpha$, so ergibt sich wieder der obige Ausdruck für die Vergrösserung des Normaldruckes. Es kann aber α kleiner genommen werden, weil das Seil von der Scheibe ohne plötzlichen Ruck frei wird. Einzuwenden wäre nur, dass die vielen beweglichen Klappen leichter eine Betriebsstörung veranlassen; doch soll sich in dem auf voriger Seite citirten Falle die Fowler'sche Scheibe gut bewähren.

Complicirter ist die Seilscheibe von Burrows*); bei der von Johnson**) erhält die Spur eine wellenförmige Mittellinie, wobei das Seil stark leiden dürfte. Kelsey's***) Scheibe Fig. 597 besteht aus zwei lose mit etwas Spielraum auf der achteckigen Nabe aufgeschobenen Theilen $a\,b$, zwischen denen ein Ring c von keilförmigem Querschnitt frei eingelegt ist. Läuft das Seil an einer Seite auf, so drückt es den Ring gegen die andere, die Scheiben gehen dort aus einander, daher an der Auflegstelle zusammen und klemmen das Seil ein.

Bei Anwendung einer Kette bringt man auf der Scheibe Vorsprünge an, welche in oder zwischen die Glieder greifen.

2) Eine künstliche Belastung der Gestellwägen bei geneigter Förderung vermehrt die todte Last und die Seilspannung, ist daher weniger zweckmässig als die Vergrösserung von $f\varphi$.

3) Die Spannvorrichtung des Seiles ohne Ende strengt das letztere ebenfalls mehr an, daher die von dieser Vorrichtung hervorgebrachte Spannung nicht zu hoch steigen soll und die unter 1) angegebenen Mittel, so ferne sie nicht zu complicirt ausfallen oder dem Seil zu nachtheilig werden, mit in Anwendung zu bringen sind.

Um das Seil ohne Ende zu spannen, befestigt man eine der Leitscheiben s Fig. 598 desselben an einem belasteten Karren, der

*) Rittinger, Mittheil. über die Londoner Ausstellung 1862, S. 51.

**) Ebendas. S. 52.

***) Dingler's polyt. Journal 1870, 193. Bd. S. 3.

auf einer geneigten Bahn steht; letztere kann auch horizontal, der Karren unbelastet sein und durch ein über eine Rolle laufendes Seil mit einem frei hängenden Gewicht verbunden werden. Diese Einrichtung zeigt Fig. 593, worin *s* die Leitscheibe, *r* die Rolle, *g* das in einem Schächtchen hängende Gewicht bedeuten. Ebenso wird in Fig. 596 der Karren der Leitscheibe *A* durch *g* angezogen. Die Spannung des über die letztere laufenden Seiles ist stets gleich dem halben absoluten oder relativen Gewicht der ziehenden Körper.

In Fig. 581 werden die Lager der Trommel *A* mittelst Zugschrauben gegen die Gerüstsäulen *p* bewegt. Die Spannung lässt sich dabei leicht abändern, durch die obigen Einrichtungen wird sie jedoch stets auf bekannter Höhe erhalten. Die Trommel *B* auf einen Karren zu stellen wäre nicht zweckmässig, weil der Zug an demselben den Spannungen der Seile 2 bis 5 das Gleichgewicht halten, also sehr gross sein müsste.

Der Spannungszuwachs S_2, den diese Vorrichtungen dem Seile mittheilen, muss so gross sein, dass nach (8)

$$\frac{S + S_2}{S_1 + S_2} < e^{f\varphi}$$

$$S_2 > \frac{S - S_1\, e^{f\varphi}}{e^{f\varphi} - 1}$$

wird. Man kann zur Sicherheit

$$(9) \quad \ldots\ldots \quad S_2 = 1{\cdot}5\, \frac{S - S_1\, e^{f\varphi}}{e^{f\varphi} - 1}$$

setzen.

Bei der geneigten Förderung ist hierin S gleich dem relativen Gewicht der aufsteigenden Seilhälfte, mehr dem Leitungswiderstand derselben mehr der Zugkraft der vollen Wägen; S_1 gleich dem relativen Gewicht der niedergehenden Seilhälfte, weniger dem Leitungswiderstand, weniger der (sich negativ ergebenden) Zugkraft der leeren Wägen. Bei veränderlichem Gefälle ist der für die ungünstigste Stellung beider Wagenzüge sich ergebende grösste Werth von S_2 beizubehalten. Das Seil muss vorläufig nach einem geschätzten Werth, und schliesslich auf den grössten Betrag von $S + S_2$ berechnet werden.

Bei der Horizontalförderung wird $S_1 = 0$, daher

$$(10) \quad \ldots\ldots \quad S_2 = 1{\cdot}5\, \frac{S}{e^{f\varphi} - 1}$$

und S gleich der grössten Zugkraft der Wägen mehr dem Leitungswiderstand des Seiles; letzteres ist wieder auf $S + S_2$ zu berechnen.

Der durch Belastung hervorzubringende, zur Seilrichtung parallele

Zug an der Axe der Spannscheibe ist allgemein gleich der doppelten Summe aus S_2 und der Spannung zu setzen, welche das über die Spannscheibe laufende Seil durch sein Eigengewicht, den Leitungswiderstand und die Wagenbewegung erhält.

Was den Aufstellungsort der Spannscheibe betrifft, so kann man denselben dort wählen, wo die Seilspannung am kleinsten $= S_2$ wird, also bei der geneigten Förderung am unteren Ende der Bahn, bei der horizontalen nächst der Treibscheibe, und zwar an dem von dieser ablaufenden Seilstück. Dadurch wird der an der Spannscheibe nothwendige Zug am kleinsten $= 2\,S_2$, doch bei der Horizontalförderung die Seilleitung complicirter, weil am Ende der Bahn wieder eine Leitscheibe nothwendig ist.

Die Belastung der Spannscheibe ist übrigens leicht zu reguliren und die Ermittlung von S_2 vorzüglich nur wegen Berechnung des Seiles nothwendig.

Beispiel. In dem Beispiel S. 301 war die grösste Zugkraft der Wägen 533 Kil., der Widerstand der Seilleitung 650 Kil., daher $S = 1183$ Kil. Die Förderung erfolge mittelst des durch Fig. 581 dargestellten Apparates. Das Seil bedeckt dabei die von der Kraftmaschine bewegte Trommel A in drei Windungen, deren Länge die halbe Peripherie nur wenig übersteigt. Man kann daher $\varphi = 3\,\pi$ setzen, und ist der Reibungscoëfficient $f = 0{\cdot}1$, so wird

$$e^{f\varphi} = 2{\cdot}56.$$

Es muss daher nach (10) rund

$$S_2 = 1100 \text{ Kil.}$$

sein. Steht die Spannscheibe nächst der Treibscheibe, wo die ganze Seilspannung gleich S_2 ist, so muss an der Axe der Spannscheibe der Zug von 2200 Kil. ausgeübt werden. Befindet sich diese am Ende der Bahn, so ist die grösste Spannung des darüber laufenden Seiles gleich 1100 Kil. mehr der grössten Zugkraft für die leeren Wägen = 122 Kil., mehr dem Leitungswiderstand auf die halbe Bahnlänge = 325 Kil., daher im Ganzen gleich 1547 Kil., und der nothwendige Zug an der Axe der Spannscheibe gleich nahe 3100 Kil.

Das Seil ist auf die Spannung $S + S_2 = 2283$ Kil. zu berechnen.

Bremsen. Bei Berechnung der Bremsen für die geneigte Förderung ist zu berücksichtigen, dass die relative Schwere des Fördergefässes, der Ladung und des Seiles wirksam sind. Ist eine Treibscheibe in Verwendung, so kann der Bremskranz neben der Spur am Umfang der Scheibe angebracht und mit dieser aus einem Guss hergestellt werden.

Auch bei der Horizontalförderung sind Bremsen zum rechtzeitigen Anhalten der Maschine zweckmässig und bei Verwendung von Treibkörben nothwendig, um das vom losgekuppelten Korb ablaufende Seil gespannt zu erhalten. Diese Spannung soll gering sein, weil sie sich auch dem in der Aufwindung begriffenen Seil mittheilt,

daher die Arbeit der Maschine vergrössert. Zum Anhalten der letzteren dient die Bremse des Korbes, der eben eingekuppelt ist.

Transmission. Diese erfolgt in der Regel durch Zahnräder. Bei der Horizontalförderung am Krugschacht bei Saarbrücken ist Riementransmission verwendet, welche den Vortheil gewährt, dass der Maschinenwärter ein Hinderniss, z. B. die Entgleisung von Wägen am Schleifen des Riemens bemerkt. Am Josefaschacht bewährten sich dagegen die wegen grosser Entfernung der Maschinenwellen angeordneten Riemen nicht, da sie eine zu starke Spannung erhalten mussten; man befestigte daher an den Riemenscheiben Zähne und legte darüber Uhrketten, welche keine Anstände verursachten.

Signalvorrichtungen.

Bei der geneigten Förderung sind dieselben Signale in Verwendung wie bei der vertikalen.

Bei der Horizontalförderung ist ein Drahtzug zu schwer beweglich, eine Rohrleitung pflanzt die Luftbewegung ungenügend fort. Man benützt daher Leitungen aus 12 bis 18^{mm} starken Eisenstangen, welche entweder durch Einschrauben einer Stange in die vorhergehende oder durch Zusammenschweissen verbunden und mit Drahtschlingen an Holzpflöcken aufgehängt werden, die in der First befestigt sind. Die Signale können durch Anschlagen mit einem eisernen Stab, selbst während der Fahrt vom Condukteurwagen aus gegeben werden, und gelangen rasch an's Ziel, da der Schall sich 17 mal schneller fortpflanzt als in der Luft. Steht jedoch die Maschine am Ende eines langen ausser der Grube befindlichen Anschlagplatzes, so gelangt der Schall während des Verschiebens der Wägen nicht gut bis in's Maschinenhaus, daher die Signale durch einen am Stollenmundloch aufgestellten Knaben wiederholt werden müssen.*)

Die sicherste, aber auch kostspieligste Vorrichtung, welche auf alle Entfernungen verlässlich wirkt, ist die elektrische. Derartige Leitungen wurden auf der Grube von der Heydt bei Saarbrücken eingerichtet.**)

Anordnung der Maschine.

Zur geneigten Förderung sind dieselben Kraftmaschinen mit gleicher Construktion in Anwendung wie zur vertikalen. Die Hori-

*) Preuss. Zeitschrift 1862, 10. Bd. S. 72 u. 11. Bd. S. 261.

**) Ebendas. 1863, 11. Bd. S. 1 und 1865, 13. Bd. S. 220.

zontalförderung ist nur am Platze, wenn grosse Massen auf langen Strecken zu transportiren sind, also bei Kohlenwerken, und wird in Folge dessen nur durch Dampfkraft betrieben.

Da der Endpunkt der Förderung oft in der Grube liegt, welcher Fall unten speciell besprochen ist, kommen auch unterirdische Maschinen vor.

Bei geneigter Förderung mit Gestellwägen wird deren Bahn bis ober Tags verlängert, die Seile sind von den Körben über Seilscheiben geleitet, welche aber wegen der geringeren Fördergeschwindigkeit nicht so hoch liegen müssen als bei der Vertikalförderung.

Haspel. Bei der Aufstellung ober Tags wird dessen Construktion in soweit geändert, dass man nach Fig. 602 die Haspelstützen *a* schräg stellt und nur eine Strebe *b* anwendet. Ein zur Förderung mit Wägen dienender Haspel wurde bei Fördergefässen S. 89 angegeben.

Den Vorgelegehaspel für die S. 91 beschriebene hängende Bahn von Beer zeigt Fig. 605; dabei sind *k* zwei abgesonderte Trommeln zur Aufwindung der Seile, *s* Seilscheiben. Der Haspel steht ober dem Niveau der Strecke, auf welche gefördert wird.

Pferdegöpel. Einen einfachwirkenden Göpel beschreibt Combes*); an der Spindel *s* Fig. 603 und 604 ist der Schwenkbaum *a* lose, die Scheibe *t* fest, *t* wird von *a* durch eine Anhängkette mitgenommen. Beim Niedergang wird diese gelöst, und der Schwenkbaum *a* niedergedrückt, wobei der an *a* feste Klotz *n* als Bremsbacken wirkt.

Maschinen mit Wasserkraft. Von Wasserradgöpeln soll hier der bestandene Aufzug bei Böckstein in Salzburg erwähnt werden.**) Die Bahn hat 706^{m} Vertikalhöhe, 1318^{m} Länge, ein zwischen 9 und 57^{0} wechselndes Gefälle und besteht aus zwei unter einem Horizontalwinkel von 8^{0} zusammenstossenden Stücken; das Rad hatte 15^{m} Durchmesser, das Hanfseil oben 6, unten 2·6 Cent. Stärke, zur Förderung dienten hölzerne in einem Tonnenfach laufende Hunde.

Bei Eisenerz sind einige Wassertonnenaufzüge zur Tagförderung von Erzen***), dann ein solcher zur Hebung von Kohlenlösche†) in Anwendung.

*) Bergbaukunde, deutsch v. Hartmann, 2. Bd. S. 215.

**) Erfahrungen 1862, S. 15.

***) Combes Bergbauk., deutsch v. Hartmann, 2. Bd. S. 275.

†) Erfahrungen 1862, S. 13.

Dampfmaschinen. Das System der Zwillingsmaschine mit oder ohne Transmission ist auch für die geneigte und Horizontalförderung mit Vortheil zu verwenden.*)

Soll die Bahn vom Anschlageplatz geradlinig fortgesetzt werden, was in der Grube oft wünschenswerth ist, so stellt man die Maschine in eine Grube unter der Sohle oder in einen seitwärts von der Bahn ausgearbeiteten Raum; im ersten Fall wird die Leitung des Seiles einfacher, welches nächst der Maschine ohnedies unter der Sohle laufen muss.

1) Geneigte Förderung. Fig. 595**) zeigt eine liegende Maschine für einfachwirkende, Fig. 615 eine solche mit getrennten Treibkorbwellen für doppeltwirkende Förderung.

Bei Anwendung einer Treibscheibe ist die in Fig. 599 ersichtliche Anordnung im Gebrauch; die Axe der Treibscheibe *t* steht vertikal, so dass beide Seilstücke in gleicher Höhe liegen, die Drehung erfolgt von der Kurbelwelle *o* aus durch conische Räder. Die Seile sind durch Scheiben *s* auf die geneigte Bahn geführt.

2) Horizontalförderung. Die Maschine wird nicht stets an einem Ende, sondern auch innerhalb der Länge der Förderbahn aufgestellt, wie es eben die Lokalverhältnisse am besten gestatten. Bei einem Seil ohne Ende kann die Aufstellung an einem beliebigen Orte erfolgen, nur muss ein Condukteurwagen vorhanden sein, der die Unterbrechung zu überfahren gestattet, welche durch die Leitung des Seiles zu und von der Maschine entsteht; bei Vorder- und Hinterseil kann die Maschine in der ausser dem Geleise liegenden Seilleitung eingeschaltet werden, und in beiden Fällen müssen die Seile an beiden Enden der Bahn über Leitscheiben laufen. Bei Seil und Gegenseil endlich können an einem oder beiden Bahnenden Leitscheiben angebracht und die Seile bis zu der anderwärts aufgestellten Maschine verlängert werden.

Für ein Seil ohne Ende ist die in Fig. 599 dargestellte Einrichtung verwendbar; so wird in Fig. 596 die Treibscheibe *B* von der Kurbelwelle *c* durch Kegelräder bewegt. Fig. 593***) zeigt die

*) An einigen Orten sind Maschinen mit einem horizontalen und einem vertikalen auf dieselbe Kurbel wirkenden Cylinder zu treffen; der nachträglich hinzugefügte vertikale Cylinder ist dabei nur ein Aushilfsmittel, um die Maschine zu verstärken.

**) Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1858/9, 4. Bd. S. 218.

***) Ebendas. 1858/9, 4. Bd. S. 206; Preuss. Zeitschrift 1861, 9. Bd. S. 92.

Maschine der Peltongrube mit zwei Trommeln AB und mehrmals herumgeschlungenem Seil. Die Trommel A wird von der Maschine getrieben, s ist die Spannscheibe, n sind Leitscheiben an beiden Enden der Förderstrecke. Das Seil ist beständig im Gang, das Anhängen des Zuges erfolgt mittelst des S. 316 beschriebenen Condukteurwagens, da die Seilleitung bei a aussetzt.

Bei Seil und Gegenseil erfordern die Maschinen keine Umsteuerung, die Seile können als Unterseile von den Körben abgehen, zuerst horizontal unter der Sohle und dann durch 2 Rollen auf das Bahnniveau geleitet werden.

Bei der Förderung mit Vorder- und Hinterseil können die Treibkörbe auf derselben oder auf verschiedenen Wellen liegen und letztere gleiche oder entgegengesetzte Drehung erhalten.

a) Bei gemeinschaftlicher Welle muss die Aus- und Einkupplung der Körbe durch Muffe erfolgen. Gehen beide Seile von der gleichen Seite der Körbe ab, so erfordert die Maschine keine Umsteuerung, der losgekuppelte Korb dreht sich aber stets entgegengesetzt zur Welle, die Naben werden stark ausgerieben. Daher scheint es zweckmässiger, eine Umsteuerung anzuwenden und das Vorderseil unten, das Hinterseil oben vom Korb abgehen zu lassen; letzteres erhält dabei eine einfachere Leitung, wenn es an die First zu legen sein sollte.

b) Gesonderte Treibkorbwellen mit gleicher Drehung zeigt die Anordnung Fig. 611, worin g ein an der Kurbelwelle befindliches Getriebe, zz_1 Zahnräder auf den Wellen der Körbe tt_1 bedeuten. Da letztere in gleichem Sinne rotiren, bezieht sich auch auf diesen Fall das unter a) bezüglich Abgehens der Seile in gleicher Höhe oo_1, oder als Ober- und Unterseil ou Gesagte; die Treibkörbe können jedoch fest auf den Wellen sein und diese selbst ein- oder ausgekuppelt werden.

c) Bei gesonderten Treibkorbwellen mit entgegengesetzter Drehung Fig. 610 kann die Bewegung der einen, durch die Maschine mit oder ohne Umsetzung getriebenen Welle auf die andere durch zwei gleichgrosse Zahnräder zz_1 übertragen werden. Für die zwei verschiedenen Seilstellungen oo_1 und ou ergeben sich die umgekehrten Folgerungen wie unter a) und b). Die Aus- und Einkupplung kann nur durch Muffe erfolgen.

Befindet sich die Maschine zwischen den Bahnenden, so gehen beide Seile nach entgegengesetzter Richtung von den Körben ab, daher sich wieder die in den drei vorigen Fällen gezogenen Schlüsse bezüglich der zwei verschiedenen Seilstellungen umkehren.

Die Anordnung c) Fig. 610, welche bei der geneigten und Vertikalförderung öfters vorkommt, ist nur wenn keine Umsetzung erfordert wird, etwas einfacher als b), hat jedoch wie a) den Nachtheil, dass die Aus- und Einrückung der Körbe nicht auf die entsprechendste Art, d. i. durch Verschiebung von Zahnrädern erfolgen kann. Aus diesem Grunde scheint die Anordnung b) Fig. 611 mit verschiebbarem Getriebe die zweckmässigste und ist auch am meisten verbreitet. Wenn man bei derselben Wellenkupplungen anwendet, so geht dadurch ihr Hauptvortheil verloren.

In englischen Gruben finden sich Maschinen, die zur Förderung aus 2, selbst 3 Strecken dienen, daher mit 4, beziehungsweise 6 Körben versehen sind; doch hat sich wenigstens die letztere Einrichtung nicht bewährt.

Mehrere Maschinen von der Anordnung Fig. 611 sind auf der Hettongrube in England aufgestellt. Den Grundriss einer derselben zeigt Fig. 616*); sie ist liegend ausgeführt, die nächst den Zahnrädern $z z_1$ befindlichen Lager $l l_1$ sind senkrecht zur Wellenrichtung verschiebbar, um die Körbe $t t_1$ auskuppeln zu können.

Fig. 606**) ist die Maschine der Grube Glücksburg bei Ibbenbüren; das Getriebe *g* ist durch den vertikalen Handhebel *h*, die Zugstange *t* und den Winkelhebel *n* verschiebbar. Bei *a* sind Bandbremsen angebracht. Beide Seile gehen wegen lokaler Ursachen als Unterseile ab, daher die Körbe in etwas verschiedener Höhe liegen und die Maschine keine Umsteuerung besitzt. Auf der Grube von der Heydt dagegen sind zwischen den Rädern $z z_1$ und den Körben Wellenkupplungen eingeschaltet.

Zu Berge-Borbeck wurde die in Fig. 608 dargestellte Anordnung gewählt; dabei sind *g* zwei auf der verschiebbaren Hülse *a* feste Zahnräder.

Die Einrichtung auf der Whitehaven colliery zeigt Fig. 600.***) Die Maschine steht zwischen den Enden der Förderstrecke, wegen druckhaften Gebirges jedoch nicht unmittelbar an der letzteren, sondern in einem besonderen Raum. Die Seile gehen nach entgegengesetzter Richtung von den Körben ab, und an den Enden der Förderstrecke über Leitscheiben *l*.

Die Anordnung Fig. 610 kommt bei einer Maschine nächst dem

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1858/9, 4. Bd. S. 219.

**) Berg- u. Hütt. Zeitg. v. Kerl u. Wimmer 1864, 18. Bd. S. 245.

***) Preuss. Zeitschrift 1864, 12. Bd. S. 231.

Dowlais-Eisenwerk vor*); dabei ist jede der Treibkorbwellen mit einem Dampfcylinder in Verbindung.

Vergleich der Fördermethoden.

Nachdem die Einrichtungen der geneigten und Horizontalförderung beschrieben wurden, kann zum Vergleich der Anfangs dieses Abschnittes dargestellten Fördermethoden geschritten werden.

Geneigte Förderung. Diese soll bei starker Neigung doppeltwirkend ausgeführt werden, um die relative Schwere der leer niedergehenden Fördergefässe für die Bewegung nutzbar zu machen. Wenn sich indessen die Bahnneigung der Grenze nähert, wo auch die abwärtsgehenden Wägen durch ein Seil gezogen werden müssen, ergibt die einfachwirkende Förderung keinen bedeutenden Effektsverlust und gewährt den Vortheil, dass das Seil nicht nur am unteren, sondern auch am oberen Ende der Strecke umgelegt und dadurch an Dauer der Pausen gespart werden kann. Nebstdem genügt ein einfaches Geleise auf die ganze Bahnlänge, daher werden die Anlagskosten die geringsten. Die einfachwirkende Förderung ist daher in England öfters in Anwendung.

Die doppeltwirkende Förderung mit Kette ohne Ende ist wegen des grossen Gewichtes und der geringeren Sicherheit der Kette nur für kurze Distanzen am Platz.

Bei steiler Neigung, etwa über 25°, sind Gestellwägen erforderlich; bei Anwendung derselben hat man die Wahl zwischen Körben und Treibscheiben. Letztere zeigen den Vortheil, dass die Lage des Seiles beim Auf- und Ablaufen stets gleich bleibt, und die Axe der Treibscheibe vertikal oder geneigt, überhaupt so gestellt werden kann, dass die Seilleitung zur Förderbahn vereinfacht ist, auch benöthigen sie wenig Raum. Dagegen sind häufig besondere Vorkehrungen nothwendig, damit die Scheibe das Seil sicher mitnimmt, und wird dadurch die Seilführung wieder complicirter. Die erwähnten Vortheile sind besonders für die Aufstellung in der Grube von Werth; daher für unterirdische Maschinen Treibscheiben besser entsprechen, wenn die Bewegung des Seiles durch die Scheibe nicht zu verwickelte Einrichtungen verlangt, ober Tags dagegen meist Treibkörbe vorzuziehen sein werden.

Bei einer Neigung unter 25° sind gewöhnliche Wägen und

*) Preuss. Zeitschr. 1861, 9. Bd. S. 84.

entweder Körbe oder eine Treibscheibe mit Seil ohne Ende anzuwenden. Zwischen beiden Einrichtungen ergeben sich erstlich die obigen Unterschiede; ferner sind beim Seil ohne Ende Zu- und Abfuhr der Wägen erleichtert, da auf einem Bahngeleise stets die leeren, am anderen die vollen verkehren, die Maschine erfordert keine Umsteuerung. Dagegen lassen sich nur wenig Wägen auf einmal fördern (vergl. S. 315), die Befestigung derselben am Seil ist schwieriger, die Abnützung des letzteren und der Leitungswiderstand grösser, weil stets doppelt soviel Seil im Gang ist als bei Treibkörben, daher letztere wenigstens bei schwunghafter Förderung allein entsprechen.

Doppeltwirkende Horizontalförderung. Wenn man n volle und n leere Wägen gleichzeitig statt abwechselnd fördert, so wird dadurch das Förderquantum verdoppelt und, ausser bei Anwendung von Seil und Gegenseil, der reine Effekt der Maschine verhältnissmässig grösser, weil ungeachtet der doppelten Fördermenge der Leitungswiderstand des Seiles nicht mehr Arbeit consumirt. Dieselben Vortheile ergeben sich aber auch, wenn man abwechselnd $2n$ volle und $2n$ leere Wägen bewegt, nur erfordern dann die Anschlagplätze eine entsprechend grössere Länge, die Maschine eine, in der Regel übrigens wenig, grössere Stärke, da der Hauptwiderstand meist auf die Seilleitung entfällt.

Durch Verdopplung der Wagenzahl wird also nahe das Gleiche erreicht, wie durch die doppeltwirkende Förderung. Nebstdem verlangt letztere, ausser bei der S. 296 angegebenen noch nicht erprobten Methode, ein Doppelgeleise auf die ganze Bahnlänge, und gestattet nicht wohl die Förderung aus Nebenstrecken; sie wird daher nur in einzelnen Fällen der einfachwirkenden vorzuziehen sein.

Die Methoden mit Seil und Gegenseil, dann mit Vorder- und Hinterseil erfordern nach S. 321 breite Anschlagpätze mit drei Geleisen ohne Stütze der First und complicirte Geleiswechsel, die S. 296 unter c) angegebene Methode ist wegen der Gestellwägen blos für geringe Wagenzahl anwendbar*) und eine Kette für grosse Förderlänge nicht zweckmässig, es erübrigt daher nur das Seil ohne Ende. Dabei soll das Gefälle der Bahn nirgends so gross sein, dass die Wägen selbstthätig rollen, weil sie sonst dem an das Seil befestigten nachdrängen und diesen zur Entgleisung bringen. Auch leiden die Wägen durch die Stösse beim Wechsel der Bahnneigung,

*) Auch nur in einem vereinzelten Falle zu Gartsherrie bei Glasgow ober Tags ausgeführt, Preuss. Zeitschr. 1861, 9. Bd. S. 87 u. 1864, 12. Bd. S. 239.

die Passirung der Krümmungen ist erschwert, weil das Seil gegen die Rollen gezogen wird. Es soll daher auch die Bahn möglichst geradlinig sein und nur schwache Krümmungen enthalten.

Einfachwirkende Horizontalförderung. Bei der Methode mit Seil und Gegenseil läuft nur eine halb so grosse Seillänge auf Rollen als bei der mit Vorder- und Hinterseil, daher ist der Widerstand gegen die Bewegung und der Seilverschleiss kleiner, die mitunter schwer auszuführende Hinterseil-Leitung fällt weg und man kann Züge von beliebiger Länge fördern.

Dagegen sind zwei gesonderte Maschinen nothwendig, wodurch nicht nur die Anlags- sondern auch der nicht auf Brennstoff entfallende Theil der Betriebskosten steigen; ferner wird in der Regel wenigstens eine der Maschinen in der Grube aufzustellen sein, was gewisse Nachtheile zur Folge hat; endlich muss die Regulirung des Ganges durch zwei ausser Verbindung stehende Maschinenwärter besorgt werden und wenn auch bei jeder Fahrt einer derselben nur den losgekuppelten Treibkorb zu bremsen hat, so kann doch ein Unfall entstehen, z. B. durch plötzliches stärkeres Hemmen.

Diese Gründe, in Verbindung mit dem Umstand, dass der grössere Brennstoffverbrauch meistens wenig Beachtung erfordert, mögen die Veranlassung sein, dass die Förderung mit Vorder- und Hinterseil bedeutend mehr verbreitet ist. Bei höheren Brennstoffpreisen jedoch verdient die Methode mit Seil und Gegenseil den Vorzug, namentlich wenn die Länge der Bahn gross, ihre Neigung durchaus gering ist, also der grössere Theil des Widerstandes von der Seilleitung herrührt, und wenn viele Krümmungen vorhanden sind, welche die Bewegungshindernisse und die Abnützung der Seile vermehren.

Förderung zu einem unter Tags gelegenen Punkte.

Liegt der Endpunkt der Förderung unterirdisch, so stellt man 1) die Kraft- und die Arbeitsmaschine ober Tags; 2) beide unterirdisch, welche Anordnung für die durch thierische und Wasserkraft betriebenen Maschinen bei der Vertikalförderung besprochen wurde, für Dampfmaschinen sich aber noch in die Fälle scheidet, dass a) die Kessel ebenfalls unterirdisch oder b) ober Tags stehen; 3) die Kraftmaschine ausser, die Arbeitsmaschine in der Grube auf. In diesem Falle ist eine Transmission auf grössere Entfernung nothwendig, wozu Drahtseile, Wasser oder Luft benützt werden können. Eine Drahtseiltransmission wäre nicht am Platze, weil es offenbar einfacher ist, die Förderseile selbst aus der Grube bis zu der nach 1) angeordneten

Maschine zu führen. Die Wassertransmission wurde mehrmals in Vorschlag gebracht, scheint aber, wenige Fälle ausgenommen, nicht zur Ausführung gekommen zu sein, weil die Luft als elastischer Körper sich besser zum Betrieb der Arbeitsmaschine eignet und deren Fortschaffung keinerlei Anstände verursacht. Von den Wassertonnenaufzügen, deren verbrauchtes Wasser die Schachtpumpen heben, und an deren Stelle auch Wassersäulengöpel treten könnten, war S. 272 die Rede. Daher wird unten nur die Lufttransmission einer näheren Betrachtung unterzogen.

Aufstellung der ganzen Maschine ober Tags. Diese Einrichtung erheischt eine Leitung der Förderseile durch Strecken oder einen Schacht oder Beides zur Maschine; mit der Länge dieser Leitung nehmen die Widerstände und die Abnützung des Seiles zu. Da der Maschinenwärter die ankommenden Gefässe nicht sieht, ist eine besonders gute Signalvorrichtung nothwendig.

Die Seile müssen auf dem Weg zwischen Förderstrecke und Maschine gegen Beschädigungen gesichert sein und dürfen ihrerseits den Verkehr nicht stören. Im Schachte reservirt man eine besondere Abtheilung von geringen Dimensionen, wenn sich eine solche bei der Eintheilung des Querschnittes ergibt, oder leitet die Seile durch hölzerne Lutten. Beim Uebergang zur horizontalen Richtung ist die S. 312 beschriebene Seilscheibe mit Hülse Fig. 579 und 578 am Platze, die Seillutten des Schachtes schliessen sich direkt an den Obertheil *h* dieser Hülse. In den Strecken liegt das Seil auf Rollen, nach Umständen am Ulm oder der First, und wird, wo es des Verkehres wegen nothwendig scheint, ebenfalls durch Lutten geschützt.

Derartige Leitungen kommen besonders bei geneigter Förderung öfters vor, doch nicht auf grosse Entfernungen.

Aufstellung der ganzen Maschine in der Grube. Dabei sind die Nachtheile der längeren Seilleitung vermieden, allein es treten andere auf. Kessel und Maschine erfordern einen grösseren Raum, dessen Herstellung und Versicherung kostspielig werden kann; die hohe Temperatur ist bei ungenügender Ventilation für den Maschinenwärter beschwerlich. Die Ableitung des verbrauchten Dampfes, namentlich aber der Verbrennungsprodukte der Kesselheizung ist oft schwierig, die letztere bei Vorhandensein von schlagenden Wettern auch gefährlich; der heisse Rauch greift First und Ulmen der Strecken an. Kessel sollen daher in der Grube nur bei hinreichender Sicherheit gegen schlagende Wetter, und in der Nähe des Schachtes,

durch welchen die Wetter ausziehen, aufgestellt werden. Die Kesselfeuerung kann übrigens als Wetterherd die Ventilation befördern.

Wenn keine Grubenwässer benützt werden können, ist eine Zuleitung des Speisewassers vom Tage her durch eiserne Röhren oder hölzerne Lutten und Rinnen nothwendig.

In der Grube trifft man häufiger Maschinen mit einem als mit zwei Cylindern, weil erstere weniger Raum erfordern.

Die Kessel müssen sich nicht gerade am Ende der Förderstrecke befinden; man stellt sie eben am zweckmässigsten Punkte, und die Maschinen zwischen denselben und der Förderbahn auf, wobei entweder die Dampf- oder die Seilleitung eine grössere Länge erfordert.

Aufstellung der Kessel ober Tags und der Maschine in der Grube. Spezielle Fälle ausgenommen, ist dies die vortheilhafteste von den bisher betrachteten Einrichtungen. Die lange Seilleitung, die Schwierigkeit der Ableitung des Rauches fällt weg und es ist nur ein für die Maschine genügender Raum auszusprengen. Soll jedoch die Temperatur im letzteren nicht zu hoch steigen, so ist noch immer eine gute Ventilation erforderlich. Der ausgeblasene Dampf kann nicht wohl zum Vorwärmen des Speisewassers benützt werden, sonst müsste man die Speisepumpe nächst der Maschine, also entfernt von den Kesseln aufstellen. Der wesentlichste Nachtheil ist der Verlust an Menge und Spannung des Dampfes durch Condensation und Widerstände in der langen Röhrenleitung. Wo indessen mit dem Brennstoff nicht gespart werden muss, erfordert dieser Umstand weniger Beachtung; findet man doch auch auf manchen Hüttenwerken Dampfleitungen von bedeutender Länge.

Der abgeblasene Dampf wird in einen Wetterschacht, in verlassene Baue geführt oder durch Einleiten in ein Wasserreservoir so gut als thunlich condensirt.

Um den Verlust durch Condensation herabzusetzen, umgibt man die Dampfleitung mit Lehm, welchem Stroh beigemischt ist, nebstdem auch mit einer Bretterhülle; legt sie in mit Asche gefüllte Lutten oder mauert sie ganz ein. Auch wird Hanf herumgewunden und dann Lehm aufgetragen. Auf englischen Gruben verwendet man eine Bedeckung mit Seegrasseilen und Kalkmörtel. Die Röhren sind an den tiefsten Punkten mit Vorrichtungen zur Ableitung des Condensationswassers zu versehen, wozu sich der Apparat von Schäffer und Budenberg empfiehlt.

Nach den vorliegenden Daten nimmt die Spannung, wenn sie im Kessel bei 3 Atm. Ueberdruck beträgt, für je 100^m um circa 1 Pfund oder $^1/_{12}$ Atmosphäre ab, welche Angabe indessen nicht Anspruch

auf allgemeine Gültigkeit macht, weil dieser Verlust, wenn auch die Geschwindigkeit des Dampfes die gleiche ist, noch von der Weite der Röhren abhängt.

Längere Dampfleitungen kommen u. A. vor in der Deep Dyffryn Grube in England mit 490^m*); zu Brennberg in Ungarn mit 250^m, der verbrauchte Dampf wird daselbst in einem 67^m von der Maschine entfernten Sumpf condensirt**); zu Berge Borbeck bei Essen (für den Betrieb eines Fabry'schen Ventilators) 440^m lang; am Erbreichschacht der Königsgrube, 100^m lang, zur Horizontalförderung. Am Krugschacht***) misslang der Versuch, den Dampf in einem Sumpf zu condensiren, und musste derselbe durch ein 57 Lachter langes Rohr zu Tage geleitet werden.

Maschinen mit Lufttransmission. Durch eine ober Tags befindliche Kraftmaschine wird Luft verdichtet und durch Röhren zu der nach Art einer Dampfmaschine construirten Arbeitsmaschine in der Grube geleitet. Die verbrauchte Luft wird direkt ausgeblasen und trägt wesentlich zur Ventilation bei. Die hohe Temperatur im Maschinenraum, der Verlust durch Condensation in einer Dampfleitung fallen weg, endlich kann die Luft aus der Hauptröhre sehr bequem und leicht durch bewegliche Schläuche den Arbeitsmaschinen zugeleitet werden. Müssen diese ihren Ort oft ändern, wie z. B. bei Gesteinsbohrmaschinen der Fall, so ist es schon der letztere Umstand, welcher der comprimirten Luft den Vorzug vor anderen Transmissionsmitteln einräumt.

Für die Zwecke der Förderung und Wasserhebung ist verdichtete Luft mehrfach in Anwendung; die Betriebskraft wird auf diese Art über 1000^m weit ohne Anstand fortgeleitet. Bei geringeren Distanzen und bei guter Ventilation ist indessen eine Dampfmaschine mit ober Tags liegenden Kesseln vorzuziehen, weil sich dabei Anlage und Betrieb denn doch weit einfacher und minder kostspielig gestalten.

Da die am Mont Cénis zuerst verwendeten, sehr sinnreich construirten Apparate†) zur Verdichtung der Luft, welche übrigens eine Wasserkraft voraussetzen, sich nicht bewährten, benützt man zu diesem Zweck nur Compressionspumpen.

*) B. u. h. Zeitung v. Bornemann u. Kerl, 1861, 15. Jahrg. S. 422.

**) Oest. Zeitschr. für B. u. H. 1866, S. 413.

***) Preuss. Zeitschrift 1862, 10. Bd. S. 294.

†) Mémoires de la soc. des ingénieurs civils 1861, 2. Heft; Zeitschr. des Oest. Ing. Vereines 1862, S. 71.

Mit der Verdichtung der Luft ist bekanntlich stets eine Temperaturserhöhung verbunden. Um geringe Dimensionen der Maschinen zu erhalten, treibt man die Verdichtung bis auf 3 oder 4 Atmosphären, wobei die Temperatur eine den Maschinentheilen schädliche Höhe erreicht. Man ist daher genöthigt, eine Kühlung anzuwenden. Am vortheilhaftesten wäre es, die Luft vor dem Eintritt in die Pumpe so weit abzukühlen, dass sie durch die nachherige Verdichtung bis zur Temperatur der äusseren Luft erwärmt wird; sie würde dann auf dem Weg durch die Röhrenleitung keine Wärme verlieren und könnte in der Arbeitsmaschine, bei Expansion bis zur äusseren Spannung die ganze zur Verdichtung aufgewendete Arbeit wieder abgeben. Da aber zu einer solchen Abkühlung keine geeigneten Mittel zur Verfügung stehen, so erübrigt nichts Anderes, als die Luft während des Verdichtungsprozesses durch Wasser, welches in den Cylinder der Pumpe tritt oder denselben umgibt, zu kühlen.

Dadurch wird der Wirkungsgrad herabgesetzt; denn ist die Kühlung so stark, dass die Temperatur bei der Verdichtung constant bleibt, so erfolgt letztere nach dem Mariotte'schen, die Expansion nach dem Poisson'schen Gesetz, und die Rechnung zeigt, dass dann die Compression mehr Arbeit erfordert, als bei der Expansion bis auf atmosphärische Spannung abgegeben wird; die aufgewendete Verschiebungsarbeit und die abgegebene Volldruckwirkung sind gleich. Wenn man aber auch die Kühlung unterlässt, so verliert die Luft doch in der langen Röhrenleitung einen grossen Theil ihrer Wärme, und es ist vortheilhafter, diese Wärme-Entziehung schon früher herbeizuführen, also die Abkühlung schon in der Pumpe möglichst weit zu treiben, weil dadurch der Arbeitsaufwand für Verdichtung und Verschiebung kleiner wird, welcher zur Erzielung einer bestimmten Spannung und Temperatur der in die Arbeitsmaschine eintretenden Luft nothwendig ist.

Bei der folgenden Berechnung ist allgemein angenommen, dass die Pumpe P Fig. 594 die Luft der um eine Höhe $\mathfrak{H}$ tieferen Maschine M zuführe. Die Luftspannungen sind absolut und in Atmosphären, die Luftvolume pr. Sekunde zu verstehen.

Die Spannungen $p p_1$ der Luft beim Austritt von der Pumpe und beim Eintritt in die Maschine sind wegen des Gewichtes der Luft und wegen des Reibungswiderstandes verschieden. Seien t die mittlere Temperatur, δ das mittlere spezifische Gewicht der Luft in der Röhrenleitung. Bei der Berechnung von δ darf angenommen

werden, dass p innerhalb der Leitung constant sei. Nach dem combinirten Gay-Lussac-Mariotte'schen Gesetz ist nun, da 1 Cub. Meter Luft bei 0° Celsius und 1 Atmosphäre Spannung 1·2932 Kil. wiegt,

$$\frac{\delta}{1\cdot2932} = \frac{p}{1} \frac{273}{273 + t}.$$

Wegen der unvollständigen Abkühlung der Luft in der Pumpe kann man $t = 20^0$ setzen, und hiemit wird

(11) $\delta = 1\cdot205\, p.$

Der Druck einer Atmosphäre ist 10333 Kil. pr. Quadratmeter, daher der dem Höhenunterschied $\mathfrak{H}$ entsprechende Zuwachs an Spannung

$$\frac{\delta\,\mathfrak{H}}{10333} = \frac{1\cdot205}{10333}\, p\,\mathfrak{H} = 0\cdot000117\, p\,\mathfrak{H} \text{ Atm.}$$

Der Spannungsverlust durch den Röhrenwiderstand ergibt sich nach den am Mont Cénis angestellten Beobachtungen*) im Mittel gleich

$$0\cdot0^6 85\, \frac{l}{d}\, u^2,$$

worin l die Länge, d den Durchmesser der Röhre und u die Luftgeschwindigkeit bedeuten. Es wird also die Spannung nächst der Maschine

$$p + 0\cdot000117\, p\,\mathfrak{H} - 0\cdot0^6 85\, \frac{l}{d}\, u^2.$$

Es ist gerathen, wie bei Dampfmaschinen p_1 kleiner als den obigen Werth, etwa gleich 0·8 desselben anzunehmen, man kann also die Admissionsspannung

(12) . . . $p_1 = 0\cdot8\, p + 0\cdot0001 \left(p\,\mathfrak{H} - 0\cdot007\, \frac{l}{d}\, u^2\right)$

setzen. Die Spannung p_2 an der anderen Seite des Kolbens der Arbeitsmaschine wird um etwa 10% grösser als die äussere p_3 sein, diese aber übersteigt um den der Höhe $\mathfrak{H}$ entsprechenden Druck die bei der Maschine vorhandene p_0. Ist nun δ_0 das mittlere spezifische Gewicht der äusseren Luft innerhalb der Höhe $\mathfrak{H}$, und deren Temperatur gleich 10°, so findet man analog zu (11)

$$\delta_0 = 1\cdot248\, p_0$$

und es wird

$$p_3 = p_0 + \frac{\mathfrak{H}\,\delta_0}{10333} = p_0\,(1 + 0\cdot000120\,\mathfrak{H}).$$

Sei ferner b der Barometerstand nächst der Pumpe in Metern Quecksilber, so hat man, da einer Atmosphäre 0·76^m Quecksilber entsprechen,

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1866/7, 12. Bd. S. 220.

$$p_0 = \frac{b}{0{\cdot}76} = 1{\cdot}316\, b,$$

(13) . . . $p_2 = 1{\cdot}1\, p_3 = 1{\cdot}45\, b\,(1 + 0{\cdot}000120\, \mathfrak{H})$.

Um die **Arbeitsmaschine** zu berechnen, seien Fig. 607 s_1 der ganze und σ_1 der Kolbenlauf während der Volldruckwirkung, daher

(14) $x = \frac{s_1}{\sigma_1}$

der **Expansionsgrad**, p_1 die Admissionsspannung und O_1 die Kolbenfläche. Die Spannungen sollen vorläufig in Kilogrammen verstanden werden. Es ergibt sich dann die **Volldruckwirkung** W_1 bei einem Kolbenhub

$$W_1 = O\,\sigma_1 p_1 = O_1 s_1 \frac{\sigma_1}{s_1} p_1 = \frac{O_1 s_1 p_1}{x}.$$

Um die **Expansionswirkung** W_2 pr. Hub zu finden, sei Fig. 607 y die Spannung nach dem Kolbenlauf $\mathfrak{s}$, so kann man

$$d\,W_2 = O_1\, y\, d\mathfrak{s}$$

setzen. Nach dem **Poisson**'schen Gesetze ist

$$\frac{y}{p_1} = \left(\frac{\sigma_1}{\mathfrak{s}}\right)^{\varkappa}, \quad y = p_1 \left(\frac{\sigma_1}{\mathfrak{s}}\right)^{\varkappa},$$

wobei $\varkappa$ den Werth 1·41 besitzt; daher wird

$$d\,W_2 = O_1\, p_1 \left(\frac{\sigma_1}{\mathfrak{s}}\right)^{\varkappa} d\mathfrak{s},$$

$$W_2 = O_1 p_1 \sigma_1^{\varkappa} \int_{\sigma_1}^{s_1} \mathfrak{s}^{-\varkappa}\, d\mathfrak{s} = \frac{O_1 p_1 \sigma_1^{\varkappa}}{1 - \varkappa}\left(s_1^{\,1-\varkappa} - \sigma_1^{\,1-\varkappa}\right)$$

$$W_2 = \frac{O_1 p_1 \sigma_1}{\varkappa - 1}\left[1 - \left(\frac{s_1}{\sigma_1}\right)^{1-\varkappa}\right],$$

und wegen (14)

$$W_2 = \frac{O_1 s_1 p_1}{(\varkappa - 1)\, x}\left(1 - \frac{1}{x^{\varkappa - 1}}\right).$$

Die Summe der Volldruck- und Expansionswirkung ist daher

$$W_1 + W_2 = \frac{O_1 s_1 p_1}{(\varkappa - 1)\, x}\left(\varkappa - \frac{1}{x^{\varkappa - 1}}\right) = O_1 s_1 \zeta p_1,$$

worin wegen $\varkappa = 1{\cdot}41$,

(15) $\zeta = \frac{1}{0{\cdot}41\, x}\left(1{\cdot}41 - \frac{1}{x^{0{\cdot}41}}\right)$

ein blos vom Expansionsgrad x abhängiger Faktor ist. Der Gegendruck der abströmenden Luft, deren Spannung p_2 ist, consumirt die Wirkung

$$W_3 = O_1 s_1 p_2,$$

daher ist die verrichtete Arbeit pr. Kolbenhub

$$W = W_1 + W_2 - W_3 = O_1 s_1 (\zeta p_1 - p_2)$$

und hieraus ergibt sich die Arbeit W_s pr. Sekunde, indem man statt s_1 die Kolbengeschwindigkeit c_1 setzt,

$$W_s = O_1 c_1 (\zeta p_1 - p_2).$$

Seien N_1 die grösste an die Förderseile zu übertragende Leistung in Pferdekräften, ε_1 der Wirkungsgrad, und drückt man die Spannungen in Atmosphären aus, so erhält man

$$75 N_1 = \varepsilon_1 W_s = 10333 \varepsilon_1 O_1 c_1 (\zeta p_1 - p_2),$$

daher die Kolbenfläche

$$(16) \quad \ldots\ldots \quad O_1 = \frac{0{\cdot}0073 N_1}{\varepsilon_1 c_1 (\zeta p_1 - p_2)}.$$

Ist s_1 der Kolbenlauf, so wird die Umgangszahl

$$(17) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad n_1 = 30 \frac{c_1}{s_1}.$$

Die pr. Hub verbrauchte Luftmenge von der Spannung p_1 ist

$$O_1 \sigma_1 = \frac{O_1 s_1}{x},$$

daher die Luftmenge pr. Sekunde Bewegungsdauer der Maschine

$$\frac{O_1 c_1}{x}.$$

Da die Pumpe auch während der Pause zwischen zwei Aufzügen arbeitet, so ergibt sich, wenn man unter t_1 die Dauer eines Aufzuges, unter t die der Pause versteht und für die erfahrungsmässig sehr geringen Luftverluste in der Röhrenleitung und Maschine $10^0/_0$ zuschlägt, die von der Pumpe pr. Sekunde auszublasende Luftmenge von der Spannung p_1

$$m_1 = 1{\cdot}1 \frac{O_1 c_1}{x} \frac{t_1}{t_1 + t}.$$

In der Nähe der Pumpe besitzt aber die Luft die Spannung p, daher ein anderes Volum m, man kann daher die von der Pumpe pr. Sekunde zu liefernde Luftmenge m von der Spannung p

$$m = \frac{p_1}{p} m_1 \text{ oder}$$

$$(18) \quad \ldots\ldots \quad m = 1{\cdot}1 \frac{p_1}{p} \frac{O_1 c_1}{x} \frac{t_1}{t_1 + t}$$

setzen. Da bei der geneigten Förderung die vertikale Aufzugshöhe, mithin das Seilgewicht in der Regel nicht gross ist, bei der Horizontalförderung der Widerstand hauptsächlich von der Seilleitung rührt und sich daher auch nicht stark ändert, so wird der durchschnitt-

liche Luftbedarf nicht bedeutend unter den Werth (18) sinken; sollte dies der Fall sein, so wäre die Folge nur, dass die Pumpe mit einer kleineren als der unten angenommenen Geschwindigkeit arbeiten müsste.

Nächst der Compressionspumpe befindet sich ein Reservoir, welches die in den Pausen der Förderung gelieferte Luft aufnimmt. Durch die Leitung bis zu dem Reservoir strömen continuirlich m, von da an zur Arbeitsmaschine während der Bewegung der letzteren $m \frac{t_1 + t}{t_1}$ Cub. M. Luft. Der Einfachheit wegen kann man den Durchmesser der ganzen Leitung constant gleich d nehmen, und erhält

$$\frac{d^2 \pi}{4} u = m \frac{t_1 + t}{t_1},$$

und wegen (18)

$$(19) \quad . \quad . \quad . \quad d = \sqrt{\frac{4\,m}{\pi u} \frac{t_1 + t}{t_1}} = 1{\cdot}18 \sqrt{\frac{p_1}{p} \frac{O_1 c_1}{u x}}.$$

Da zur Berechnung von p_1 nach (12) d schon bekannt sein muss, kann man in (12) statt d einen Näherungswerth d_1 setzen, welcher sich ergibt, wenn man in (16) und (19) $0{\cdot}8\,p$ statt p_1 und 1 statt p_2 setzt; man erhält dadurch

$$O_1 = \frac{0{\cdot}0073\,N_1}{\varepsilon_1 c_1 (0{\cdot}8\,\zeta p - 1)} \text{ und}$$

$$(20) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad d_1 = 0{\cdot}09 \sqrt{\frac{N_1}{\varepsilon_1 u x (0{\cdot}8\,\zeta p - 1)}},$$

welcher Werth in (12) statt d einzuführen ist.

Die Luftmenge, welche die Compressionspumpe pr. Sekunde zu liefern hat, nimmt das durch (18) gegebene Volum m bei der Spannung p und der Temperatur ein, welche die Luft nächst der Maschine besitzt, weil m aus m_1 nach dem einfachen Mariotte'schen Gesetz bestimmt wurde. Da die genannte Temperatur wenig von der äusseren verschieden ist, kann man ebenso die anzusaugende Luftmenge

$$m_0 = \frac{p}{p_0} m$$

setzen, und wegen $p_0 = \frac{b}{0{\cdot}76}$ folgt

$$(21) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad m_0 = 0{\cdot}76 \frac{p}{b} m.$$

Bei guter Construktion der Pumpe wird im Mittel $0{\cdot}85$ der dem Volum des Kolbenschubes entsprechenden Luftmenge in die Luft-

leitung gedrückt; sind daher O der Querschnitt und c die Geschwindigkeit des Kolbens, so ist

$$m_0 = 0{\cdot}85\, O c$$

zu setzen, daher folgt der Kolbenquerschnitt

$$(22) \quad \ldots\ldots\ldots \quad O = 1{\cdot}18 \frac{m_0}{c},$$

für doppeltwirkende Pumpen ebenso als für solche mit 2 Mönchkolben gültig.

Die Zahl n Doppelhube pr. Minute ist, unter s den Kolbenlauf verstanden,

$$(23) \quad \ldots\ldots\ldots \quad n = 30 \frac{c}{s}.$$

Die Arbeitsgrösse pr. Hub, welche der Pumpenkolben zu verrichten hat, ist gleich der Verdichtungsarbeit w_1 mehr der Verschiebungsarbeit w_2, weniger der von der angesaugten Luft dem Kolben mitgetheilten Wirkung w_3. Sind Fig. 613 p_0 und p die Anfangs- und Endspannung der Luft während der Verdichtung, σ der Kolbenweg nach der Verdichtung, $\mathfrak{s}$ die veränderliche Entfernung des Kolbens vom Ende seines Laufes, und y die zugehörige Spannung, so wird, wenn man wieder vorläufig die Spannungen in Kil. versteht,

$$d w_1 = - O y d \mathfrak{s},$$

worin das negative Zeichen gesetzt ist, weil w_1 bei abnehmendem $\mathfrak{s}$ wächst.

Da die Luft während der Verdichtung gekühlt wird, ihre Temperatur aber doch über die anfängliche steigt, so erfolgt die Zunahme der Spannung nach einem zwischen dem Poisson'schen und Mariotte'schen liegenden Gesetz. Behält man das letztere bei, so ergibt sich

$$\frac{y}{p_0} = \frac{s}{\mathfrak{s}},\; y = \frac{p_0 s}{\mathfrak{s}},$$

$$d w_1 = - O p_0 s \frac{d \mathfrak{s}}{\mathfrak{s}}$$

$$w_1 = - O p_0 s \int_s^\sigma \frac{d \mathfrak{s}}{\mathfrak{s}} = O p_0 s \log nat \frac{s}{\sigma} = O p_0 s \log nat \frac{p}{p_0}.$$

Die Verschiebungsarbeit ist

$$w_2 = O p \sigma = O p_0 s,$$

und die dem Kolben mitgetheilte Wirkung

$$w_3 = O p_0 s$$

gleich der Verschiebungsarbeit w_2, daher

$$w = w_1 + w_2 - w_3 = w_1.$$

Die reine Leistung w_s pr. Sekunde ergibt sich, wenn man in dem Werthe $w = w_1$ statt des theoretischen Luftvolums Os pr. Hub das Volum m_0 setzt, welches die pr. Sekunde wirklich ausgeblasene Luft vor der Verdichtung eingenommen hat, mit

$$w_s = m_0 p_0 \log nat \frac{p}{p_0}.$$

Sind ferner ε der Wirkungsgrad der Pumpe und N die reine Leistung der Betriebsmaschine in Pferdekräften, so wird, wenn man die Spannungen in Atmosphären und Brigg'sche statt der natürlichen Logarithmen, ferner

$$p_0 = \frac{b}{0{\cdot}76} = 1{\cdot}316\, b$$

setzt,

$$\varepsilon \,.\, 75\, N = m_0 \,.\, 10333 \,.\, 1{\cdot}316\, b \,.\, 2{\cdot}303 \log \frac{0{\cdot}76}{b}\, p.$$

$$(24) \quad \ldots\ldots \quad N = \frac{418}{\varepsilon}\, b\, m_0 \log \frac{0{\cdot}76}{b}\, p.$$

Die von der Kraftmaschine entwickelte, auf eine Sekunde des Ganges der Arbeitsmaschine reduzirte Leistung ist

$$N \frac{t_1 + t}{t_1};$$

würde die erstere auf gewöhnliche Art die Treibkörbe bewegen, so müsste sie wegen der Nebenhindernisse etwa die Leistung $1{\cdot}1\, N_1$ ergeben, es ist daher der Effektsverlust e durch die Lufttransmission, in Prozenten der aufgewendeten Arbeit ausgedrückt,

$$(25) \;.\; e = 100 \frac{N \frac{t_1 + t}{t_1} - 1{\cdot}1\, N_1}{N \frac{t_1 + t}{t_1}} = 100 \left(1 - 1{\cdot}1 \frac{N_1}{N} \frac{t_1}{t_1 + t}\right).$$

Zur Berechnung sind nun die folgenden Ausdrücke der Reihe nach zu benützen:

Für $x =$	1	1·1	$^5/_4$	$^5/_3$	2	2·5
ist nach (15) $\zeta =$	1	0·99	0·97	0·88	0·80	0·70

$$d_1 = 0{\cdot}09 \sqrt{\frac{N_1}{\varepsilon_1\, u x\, (0{\cdot}8\, \zeta p - 1)}}$$

$$p_1 = 0{\cdot}8\, p + 0{\cdot}0001 \left(p\, \mathfrak{H} - 0{\cdot}007 \frac{l}{d_1}\, u^2\right)$$

$$p_2 = 1{\cdot}45\, b\, (1 + 0{\cdot}00012\, \mathfrak{H})$$

$$O_1 = \frac{0{\cdot}0073\, N_1}{\varepsilon_1\, c_1\, (\zeta p_1 - p_2)}$$

$$n_1 = 30 \frac{c_1}{s_1}$$

$$m = 1{\cdot}1 \frac{p_1}{p} \frac{O_1 c_1}{x} \frac{t_1}{t_1 + t}$$

$$d = 1{\cdot}18 \sqrt{\frac{p_1}{p} \frac{O_1 c_1}{u x}}$$

$$m_0 = \frac{0{\cdot}76}{b} p m$$

$$O = 1{\cdot}18 \frac{m_0}{c}$$

$$n = 30 \frac{c}{s}$$

$$N = \frac{418}{\varepsilon} b m_0 \log \frac{0{\cdot}76}{b} p$$

$$e = 100 \left(1 - 1{\cdot}1 \frac{N_1}{N} \frac{t_1}{t_1 + t}\right).$$

Aus diesen für Meter als Einheit gültigen Formeln ergeben sich: ζ Expansionscoëfficient; d_1 Näherungswerth des Leitungsdurchmessers; p_1 absolute Admissionsspannung und p_2 absolute Spannung der vom Arbeitscylinder abströmenden Luft in Atm.; O_1 Kolbenfläche und n_1 Anzahl Doppelhube der Arbeitsmaschine; m Luftvolum pr. Sek. von der Spannung p, welches die Pumpe liefert; d Leitungsdurchmesser; m_0 angesaugtes Luftvolum pr. Sek.; O Kolbenfläche, n Zahl Doppelhube der Compressionspumpe; N Stärke der Kraftmaschine in Pferdekr.; e Effektsverlust durch die Lufttransmission in Prozenten.

Gegeben sind: N_1 grösste an die Förderseile zu übertragende Leistung in Pferdekr.; t_1 Dauer eines Aufzuges, t Dauer der Pause; $\mathfrak{H}$ Höhenunterschied zwischen Compressionspumpe und Arbeitsmaschine, negativ zu setzen, wenn letztere höher liegt als erstere; l Länge der Luftleitung; b mittlerer Barometerstand nächst der Pumpe in Metern Quecksilber.

Was die zu wählenden Grössen betrifft, so soll der Expansionsgrad ε bei den üblichen Spannungen von 3 bis 4 Atm. Ueberdruck nicht grösser als 2 genommen werden, weil sonst die Abkühlung so stark ist, dass sich aus der stets Wasserdampf enthaltenden Luft Eis in den Kanälen des Cylinders der Arbeitsmaschine absetzt und dieselben verstopft. Bei Volldruckmaschinen ist wegen Voreilen und Ueberdeckung des Schiebers $x = 1{\cdot}1$ zu setzen. Bei stärker veränderlichem Widerstand ist die Maschine für die

grösste Leistung auf Volldruck zu berechnen. Der Wirkungsgrad ε_1 der Arbeitsmaschine kann bei Volldruckmaschinen

$$\text{für } N_1 = 2 \quad 20 \quad 50$$
$$\varepsilon_1 = 0{\cdot}5 \quad 0{\cdot}6 \quad 0{\cdot}65,$$

bei Expansionsmaschinen etwas kleiner gesetzt werden.

Die Luftgeschwindigkeit u in der Röhrenleitung wird gleich 3 bis 6^m genommen.

Die absolute Spannung p Atm. der von der Pumpe ausgeblasenen Luft darf erfahrungsmässig wegen Eisbildung bei der Ausströmung von der Arbeitsmaschine ebenfalls nicht zu gross sein; man empfiehlt, damit nicht über 4 bis 5 zu gehen.

Geschwindigkeit c_1 und Hub s_1 des Arbeitskolbens können wie bei Dampfmaschinen genommen werden. Bei Maschinen ohne Expansion erhitzt sich der Cylinder durch die Kolbenreibung, es soll daher c_1 nicht gross sein.

Je kleiner die Kolbengeschwindigkeit c der Pumpe ist, desto besser kann die Luft gekühlt werden, desto geringere Stösse ergeben sich bei den Mönchkolbenpumpen, deren Cylinder theilweise mit Wasser gefüllt sind; man empfiehlt, wenigstens bei diesen nicht über 0·6 bis $0{\cdot}8^m$ zu gehen. Mit Zunahme des Kolbenlaufes s, der innerhalb ziemlich weiter Grenzen willkürlich ist, wachsen die sonstigen Längendimensionen, dagegen nimmt die Zahl Kolbenspiele, daher der Einfluss des schädlichen Raumes ab.

Der Wirkungsgrad ε der Compressionspumpe wird besonders dadurch herabgesetzt, dass die Temperatur der Luft ungeachtet der Kühlung bedeutend über die anfängliche steigt. Aus diesem Grunde ist es gerathen, ε nicht grösser als 0·7, für geringe Dimensionen noch kleiner zu nehmen.

Sind mehrere Arbeitsmaschinen durch eine gemeinschaftliche Pumpe zu betreiben, so bestimmt man zuerst die Werthe d_1 für die einzelnen Zweigleitungen, und durch Summirung der entsprechenden Querschnitte die der Hauptleitung. Dann ermittelt man p_1 für jede Arbeitsmaschine, wobei für $\frac{l}{d_1}$ die Summe der Werthe zu setzen ist, welche dieser Quotient für die zwischen der betreffenden Maschine und der Pumpe liegenden Theile der Leitung erhält. Hierauf werden die Dimensionen der Arbeitsmaschine bis einschliesslich d, und die genauen Durchmesser der Hauptleitung wie früher die genäherten bestimmt. Bei Berechnung der Pumpe setzt man für m den gesammten Luftbedarf und für N_1 die summarische Stärke der Arbeitsmaschinen.

Beispiel. Es seien auf einer Bahn von 120^m Länge und 30^0 Neigung mit Seilen von 150 Kil. Gewicht Lasten von 1200 Kil. mit 2^m Geschwindigkeit zu fördern. Setzt man den Widerstand der Seilleitung gleich $\frac{120}{8} =$ 15 Kil., so ergibt sich

$$N_1 = \frac{(1350 \sin 30^0 + 15)\,2}{75} = 18{\cdot}4 \text{ Pferdekr.}$$

$$t_1 = \frac{120}{2} = 60 \text{ Sek.} = 1 \text{ Min.}$$

Seien ferner der Höhenunterschied $\mathfrak{H}$ so klein, dass er vernachlässigt werden kann, $t = 2$ Min., $l = 500^m$, $b = 0{\cdot}7^m$; die Maschine soll ohne Expansion arbeiten, daher $x = 1{\cdot}1$, $\zeta = 0{\cdot}99$ zu setzen ist; nimmt man $\varepsilon_1 = 0{\cdot}6$, $u = 4^m$ und $p = 4$, so wird

$$d_1 = 0{\cdot}16^m,\ p_1 = 3{\cdot}165,\ p_2 = 1{\cdot}015,$$

und für $c_1 = 1^m$

$$O_1 = 0{\cdot}1056,\ D_1 = 0{\cdot}367^m.$$

Nimmt man weiter $s_1 = 1^m$, so wird

$$n_1 = 30,\ m = 0{\cdot}0280,\ d = 0{\cdot}162,\ m_0 = 0{\cdot}122.$$

Wählt man $c = 0{\cdot}6$, $s = 1^m$, und setzt $\varepsilon = 0{\cdot}7$, so ergibt sich

$$O = 0{\cdot}240,\ D = 0{\cdot}55^m,$$
$$N = 32{\cdot}3,\ e = 79^0/_0,$$

daher der Wirkungsgrad der Lufttransmission gleich $21^0/_0$.

Bei Annahme doppelter Expansion und sonst unveränderter Wahl der willkürlichen Grössen erhält man $e = 73^0/_0$.

Die Arbeitsmaschine kann wie eine Dampfmaschine ausgeführt werden, und ist bei einigermassen veränderlicher Leistung auf variable Expansion einzurichten. In der That findet man auch gebrauchte Dampfmaschinen zum Betrieb durch Luft angewendet; für kleine Leistungen werden Lufthaspel construirt. Nur die Ein- und Ausströmungskanäle des Cylinders sollen grösseren Querschnitt erhalten. Denn der Spannungsverlust durch plötzliche Querschnittsänderung ist dem spezifischen Gewichte und dem Quadrat der Geschwindigkeit proportional; bei 1 bis 5 Atm. Spannung ist aber das spezifische Gewicht der Luft 2 bis $2^1/_4$ mal grösser als das des Dampfes. Soll also der erwähnte Verlust in beiden Fällen gleich sein, so muss die Geschwindigkeit der Luft $\sqrt{2{\cdot}25} = 1{\cdot}5$ mal kleiner, der Querschnitt der Kanäle 1·5 mal grösser sein als für Dampf. Wegen der Eisbildung findet man dieses Verhältniss auch bis auf 2 gesteigert.

Die Röhrenleitung für die verdichtete Luft besteht meist aus Gusseisen, die Dichtung der Flantschen erfolgt am besten durch Kautschuk in Form von Ringen mit rechteckigem oder quadratischem Querschnitt. Nach Fig. 591*) werden diese zwischen coni-

*) Polyt. Centralblatt 1866, S. 854

schen Flächen, nach Fig. 590*) in eine Furche von 1·3 Cent. Breite und 0·65 Cent. Tiefe eingepresst; oder es erhalten beide Flantschen je 3 eingedrehte Furchen. Die Stärke der Kautschukringe beträgt 0·7 bis 1·2 Cent.; bei weniger als 0·3 Cent. Dicke wird der Luftverlust merklich. Für die Maschine und Pumpe ist diese Dichtung ebenfalls zu empfehlen.

Nebstdem hat man schmiedeiserne gezogene, durch Muffe mit Schraubengewinden verbundene, dann Asphaltröhren**), welche letztere sich indessen nicht bewährten.

Die Leitung wird im Schachte durch Paare von Einstrichen mit halbrunden Ausschnitten an den gegenüberstehenden Seiten in ihrer Stellung erhalten, bei grosser Höhe wäre dieselbe stellenweise zu unterstützen und mit Compensationen unter jeder Stütze zu versehen. In den Strecken legt man die Röhren auf die Sohle, bedeckt sie zum Schutz gegen Beschädigung und schaltet bei unfester Sohle biegsame Kupferrohre ein. Auf der Grube Sulzbach-Altenwald hat man die Leitung wegen Längenverschiebung auf Rollen gelegt, welche an der First aufgehängt sind.***)

Da die verdichtete Luft bei der Abkühlung Wasser absetzt, legt man streckenweise kleine Behälter, an welchen sich Abflussröhren mit Hähnen befinden, oder wendet Condensationswasser-Ableiter wie bei Dampfleitungen an.

Das Luftreservoir nächst der Pumpe soll, wenn letztere doppeltwirkend ist, das 20fache des Luftverbrauches pr. Minute fassen können, bei 2 bis 3 solchen Pumpen genügt nach der Angabe das 10 bis 5 fache Volum des genannten Verbrauches. Das Reservoir wird mit einem Manometer versehen und auch ein Sicherheitsventil sollte nicht fehlen.

Die Pumpen erhalten Mönch- oder Scheibenkolben; erstere zeigen den Vortheil der Stopfbüchsen- statt Kolbenliederung, erfordern aber, da sie einfachwirkend sind, den doppelten Gesammtquerschnitt und machen daher die Pumpe kostspieliger.

Das Kühlwasser wird in einen den Cylinder umgebenden Behälter oder in den ersteren selbst geleitet, wobei die Abkühlung vollständiger und der Einfluss des schädlichen Raumes beseitigt ist, wie die folgenden Beschreibungen zeigen. Die Stange der Scheibenkolben wird, wenn sie nicht in das Kühlwasser taucht, zum Schutz

*) Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Bd. S. 12.

**) Ebendas. S. 44.

***) Ebendas. S. 12.

gegen Erhitzung mit einer Mischung aus Schwefelblüthe und Oel bestrichen.

Bei der Construktion der Ventile sind dieselben Grundsätze in Anwendung zu bringen wie bei Gebläsen: geringes Gewicht und kleine Hubhöhe, um das Schlagen zu vermeiden, daher geringe Breite der Klappen, senkrecht zur Axe des Charniers gemessen; dafür eine grössere Zahl von Ventilen, um den genügenden Durchgangsquerschnitt zu erhalten. Für kleine Ventile eignet sich ein biegsames Material, wie Guttapercha oder Kautschuk, weil dann die Hebung successiv von der Mitte gegen die Ränder erfolgt und dazu kein so grosser Ueberdruck nothwendig ist, als ihn sonst der im Verhältniss zur Ventilfläche kleine Querschnitt der Oeffnung erfordert. In der Ausführung kommen Kugel- und Kegelventile aus Messing vor; erstere dauern lang, doch sind Metallventile kostspielig, schwer, und nur bei mangelnder Wasserkühlung nothwendig; sonst sind mit Rücksicht auf das oben Gesagte Guttapercha- oder Kautschukventile am meisten zu empfehlen und in der That im Gebrauch. Man verwendet einzelne Klappen oder stellt eine grössere Zahl kleiner Oeffnungen her, die von gemeinschaftlichen Ringen oder Cylindern überdeckt werden.

Von den Anordnungen der Pumpe zeigt die direkt wirkende den Nachtheil, dass zu Anfang des Hubes der Druck am Dampfkolben den grössten, der Widerstand am Pumpenkolben den geringsten Werth besitzt, zu Ende das Umgekehrte eintritt, daher die Bewegung sehr unregelmässig wird. Man hat dagegen dreierlei Mittel im Gebrauch. Man benützt eine schnellgehende Dampfmaschine mit Umsetzung, oder kuppelt Dampf- und Pumpenkolben durch eine Welle und stellt die Kurbeln so gegen einander, dass der tangentiale Druck im Kurbelkreise der Maschine und der Pumpe stets möglichst gleichzeitig ihre grössten Werthe erreichen, oder verwendet unrunde Räder*) zur Umsetzung von der Maschinen- auf die Pumpenwelle; das letztere Mittel dürfte am wenigsten zu empfehlen sein.

Bei zwei doppeltwirkenden Pumpen verstellt man deren Kurbeln um 90°, und erzielt schon dadurch eine grössere Gleichförmigkeit des Widerstandes.

Eine sehr gleichförmige drehende Bewegung ist übrigens nicht nothwendig und für das Schwungrad genügt daher ein verhältnissmässig geringes Gewicht.

Fig. 614 zeigt die compendiöse Anordnung einer mit comprimir-

*) Lloyd's Compressionspumpe, Dingler's polyt. Journal 1868, 189. Bd. S. 361; Polyt. Centralblatt 1868, S. 454.

ter Luft betriebenen Maschine auf der Kohlengrube zu Sars-Longchamps*), welche auf einer unter 28° geneigten Bahn 3 Kohlenwägen von 160 Kil. Gewicht und 330 Kil. Ladung mit 1·33^{m} Geschwindigkeit aufzieht. Die comprimirte Luft gelangt von der Pumpe durch die Leitung *r* in ein Reservoir *s* aus Blech, von 1·2^{m} Länge und 0·6^{m} Durchmesser, in welchem sich das von der Luft mitgeführte Wasser sammelt; dasselbe kann mittelst eines Hahnes abgelassen werden. Das Rohr r_1 leitet die Luft in den Schieberkasten der Maschine; *c* ist der Treibcylinder, welcher den Seilkorb *k* mittelst Zahnräder-Umsetzung bewegt.

Die Einrichtung der Compressionspumpe auf einem zum Eisenwerk Govan bei Glasgow gehörigen Kohlenschacht zeigt Fig. 601.**) Darin ist *d* der Dampfcylinder, *s* das Schwungrad; *c* sind die Cylinder zweier einfachwirkender Pumpen, deren Kolbenstangen durch die Cylinderböden gehen und durch Traversen und je zwei Schubstangen mit dem Balancier in Verbindung stehen. Deckel und Böden der Cylinder, so wie die Kolben sind mit messingenen Kugelventilen versehen; beim Niedergang des Kolbens sind nur die Kolbenventile geöffnet, beim Aufgang die im Cylinderboden und Deckel befindlichen, daher zugleich Ansaugen und Ausblasen stattfindet. Die ausgeblasene Luft gelangt in ein Reservoir *a* in Form einer hohlen gusseisernen Säule, welche zugleich die Balancierzapfen stützt, und dann durch das Rohr *r* in die Leitung. Das Kühlwasser befindet sich im unteren Theil des Reservoirs *a* und wird von der verdichteten Luft durch dünne Röhren *n*, die mit Hähnen versehen sind, beim Niedergang, zum Theil auch beim Aufgang des Kolbens in die Cylinder gedrückt. Zu Ende des Aufganges strömt das überschüssige Wasser durch die Deckelventile in das Reservoir *a* zurück. Beim Niedergang dringt ferner ein Theil des Wassers durch die Kolbenventile in den unteren Theil des Cylinders, wird hier durch die Bodenventile, welche nur zu diesem Zweck angeordnet scheinen, erhalten und fliesst durch dieselben erst beim folgenden Hub in Träufelrinnen ab. Die Hähne der Röhren *n* gestatten die Regulirung der Kühlwassermenge.

Die Cylinder sind mit Messing gefüttert, die Kolben mit einer genau in die Cylinder passenden, doch nicht federnden Hülle desselben Metalles umgeben, aus welchem auch die Ventile bestehen,

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1866/7, 12. Bd. S. 228.

**) Revue universelle 1857, 1. Bd. S. 302 und 506; Preuss. Zeitschr. 1861, 9. Bd. S. 102.

deren eines Fig. 612 zeigt. Die Kolbenstangen sind durch die Cylinder b ö d e n geführt, um die Stopfbüchsen nicht dem Druck der comprimirten Luft auszusetzen.

Die doppeltwirkende Compressionspumpe mit Scheibenkolben zu Sars-Longchamps*), construirt von Chenard, zeigen Fig. 589 im Querschnitt und 588 zur Hälfte im Längenschnitt. Der Compressionscylinder *c* ruht mit angegossenen Ständern auf einer Grundplatte, an welcher der schmiedeiserne Wasserbehälter *A* befestigt ist. Das dem letzteren zugeleitete Wasser gelangt durch einen Schlitz *e* in das Abflussrohr *a*. Saug- und Druckventile *s d* sind Kautschukklappen von 3 Cent. Dicke, welche eine Zahl schmaler Oeffnungen überdecken; es sind 14 Saugöffnungen von 7 Cent. Länge und 2·5 Cent. Breite, und 9 Blaseöffnungen von 10 Cent. Länge und ebenfalls 2·5 Cent. Breite vorhanden. Die anzusaugende Luft strömt durch die Blechlutte *l* in den Cylinder, die verdichtete gelangt durch einen horizontalen Kanal in die Leitung *r*. Der Kolben hat $0·6^{m}$ Durchmesser, $1·5^{m}$ Hub und bis $1·5^{m}$ Geschwindigkeit; die Verdichtung steigt bis $3^{1}/_{2}$ Atmosphären Ueberdruck. Die Bewegung erfolgt durch einen liegenden Dampfcylinder von $0·9^{m}$ Durchmesser und $1·5^{m}$ Hub, der mit 4facher Expansion arbeitet; die Kesselspannung beträgt $2^{3}/_{4}$ Atm. Ueberdruck. Das Schwungrad hat $5·5^{m}$ Durchmesser und 3645 Kil. Gewicht. Die Schubstangen des Pumpen- und Dampfkolbens sind durch eine Welle mit unter 72° verstellten Kurbeln gekuppelt. Der schädliche Raum ist sehr gering, die Kolbenstange wird, da sie an beiden Enden vom Wasser umgeben ist, gut gekühlt. Die Temperatur des Wassers übersteigt nie 40° C., allein bei vollem Gang werden pr. Sekunde 3 Litres Wasser erfordert.

Fig. 609**) zeigt den Querschnitt einer doppeltwirkenden Pumpe von etwas geänderter Construktion, welche am Albertschacht der Grube Gerhard bei Saarbrücken thätig ist. Der Wasserbehälter *a* ist dabei mit dem Pumpencylinder *c* aus Einem Stück gegossen, der letztere an den Enden durch Deckel verschlossen. Die Kolbenstange bewegt sich daher nicht im Wasser. An beiden Cylinder-Enden befinden sich Kästen mit den Saug- und Druckventilen *s d*. Diese sind runde Kautschukscheiben, welche auf gitterförmigen messingenen Ventilsitzen ruhen, im Mittelpunkt befestigt werden und durch aufge-

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1866/7, 12. Bd. S. 221; Preuss. Zeitschrift 1865, 13. Bd. S. 191; Berggeist 1866, S. 179; Oest. Zeitschr. für B. u. H. 1866, S. 245.

**) Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Bd. S. 37.

schraubte Teller ihre Hubbegrenzung erhalten. Das Rohr *r*, in welches die Luftleitung mündet, verbindet die Ventilkästen. Es sind zwei solche Pumpen aufgestellt und erfolgt deren Bewegung durch die verlängerten Kolbenstangen der zweicylindrigen Fördermaschine. Wenn letztere mit vollem Druck arbeitet, zeigt sich kein Nachtheil, nur darf beim Stillstand der Dampf nicht ganz abgesperrt werden, weil sonst der Druck der verdichteten Luft die Maschine fast um $^1/_2$ Hub zurückdreht. Diese Betriebsart ist selbstverständlich nur am Platz, wenn die bereits vorhandene Fördermaschine hinreichend stark ist.

Da die Kolbengeschwindigkeit bis $1{\cdot}5^m$ steigt, wird ungeachtet des Verbrauches von 2·3 Liter Kühlwasser pr. Sek. die Luft auf mindestens 80 bis 90° C. erhitzt.

Die von Sievers & Comp. nach dem am Mont Cénis zuerst verwendeten System construirten Pumpen Fig. 630 und 631*) enthalten zwei aus einem Stück gegossene hohle Mönchkolben *k*, welche in die Pumpencylinder *c* tauchen und auf einer gemeinschaftlichen Grundplatte befestigt sind. Die Bewegung erfolgt von einer rotirenden Welle *w* aus, welche auch mehrere solche Pumpen in Gang setzen kann, mittelst Zahnräder, Schubstangen und der Traverse *t*, welche durch den an der betreffenden Stelle mit einem aufgezogenen Eisenring verstärkten Mönchkolben gesteckt ist und in zwei Führungen gleitet. Die verdichtete Luft gelangt aus den Ventilkästen *v* in die Leitung *r*; das Kühlwasser strömt aus einem höher liegenden Behälter in die Cylinder, der Ueberschuss desselben sammelt sich in dem Ansatz *a* und wird von dort durch ein Rohr zu einem Condensationswasser-Ableiter von Schäffer & Budenberg geleitet, welcher dasselbe in den Behälter zurückschafft.

Das Detail der Pumpe zeigt der Vertikalschnitt Fig. 641. Der Mönchkolben *k* ist an beiden Enden durch eingekittete Deckel verschlossen. An jedem Cylinder ist ein Ventilkasten *v* befestigt. Die Ventilsitze befinden sich an dem Gussstück *a*, welches aus einer ringförmigen Platte mit den Druckventilen *d*, einem niedrigen Cylinder mit den Saugventilen *s* und einem Hohlkegel besteht, der innen durch Rippen verstärkt ist. Die Saug- und Druckventilöffnungen sind $^3/_4$ Zoll weit, erstere in 4 ober einander liegenden und letztere in concentrischen Reihen angebracht. Das Saugventil ist ein 6 Zoll hoher und 1 Zoll dicker Hohlcylinder aus Kautschuk, der sich beim An-

*) Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Bd. S. 5. Eine solche Pumpe ist im Seegraben bei Leoben zum Betrieb von Gesteinsbohrmaschinen aufgestellt.

saugen ausdehnt und durch radiale am Ventilsitz *a* befestigte Schienen gestützt wird. Das Druckventil ist ein horizontaler, 8″ breiter und 1″ dicker Kautschukring, am inneren Rand zwischen dem Deckel *n* des Ventilkastens und dem Ventilsitz eingeklemmt; der Hub desselben wird durch einen an *n* angegossenen schräg aufsteigenden Rand begrenzt. Der Deckel *n* endlich besteht aus einem Cylinder mit unterer schmaler und oberer breiter Flantsche, welche zur Befestigung am Kasten *v* und am Ventilsitz *a* dienen.

Die Wasserkühlung ist hier am wirksamsten durchgeführt. Das Wasser wird aus dem höher liegenden Behälter durch das mit Hahn versehene Rohr *o* beständig in den Ventilkasten geleitet, und erfüllt den Hohlkegel *a* stets bis zum Niveau der Saugventile *s*. Desgleichen ist bei ganz eintauchendem Mönchkolben, zu Ende des Hubes, der Cylinderraum bis zu den Druckventilen mit Wasser gefüllt. Beim Saugen tritt Luft und etwas Wasser durch die Ventile *s* ein; der Wasserspiegel im Cylinder sinkt bis zu Ende des Hubes. Bei umgekehrter Bewegung des Kolbens strömt zuerst die Luft und zu Ende des Hubes das überschüssige Wasser in das Rohr *p*, welches die Verbindung mit der Luftleitung herstellt, und aus dem das Wasser auf die früher angegebene Art abgeleitet wird.

Das angesaugte Luftvolum ist um das beim Saugen einströmende Volum Wasser kleiner als das theoretische, doch der Windeffekt grösser als bei anderen Anordnungen, wo der schädliche Raum mit verdichteter Luft erfüllt ist.

Diese Pumpen arbeiten sehr befriedigend und gestatten eine Steigerung der Pressung auf 5 bis 6 Atm. Ueberdruck, doch ist die Anlage bedeutend kostspieliger als bei einer doppeltwirkenden Pumpe mit Scheibenkolben.

Horizontalförderung mit Lokomotiven.

Zum Transport der Produkte des Bergbaues nach den weiteren Verladeplätzen, Stationen der gewöhnlichen Lokomotivbahnen oder Häfen bedient man sich hie und da kleiner Lokomotive, welche die Gruben- oder besondere Wägen auf Bahnen von der entsprechenden kleinen Geleisweite bis zu den genannten Orten ziehen.

In England stehen solche schmalspurige Bahnen zum Verführen von Bergbauprodukten in Verwendung.*)

*) Polyt. Centralblatt 1865, S. 845

Ein derartiger Transport ist ferner auf dem Eisensteinbergbau zu St. Lèon in Sardinien*) eingerichtet, wo die Erze zuerst über drei Bremsberge mit Gestellwägen abwärts, dann auf einer Bahn von 15 Kilometer Länge zum Hafen geschafft werden. Die Bahn hat 0·75 m Geleisweite, ein von 0·04 bis 0·005 abnehmendes Gefälle und zahlreiche Curven bis 40 m Halbmesser herab. Die Wägen fassen $1^1/_3$ Cub. Meter und wiegen 1400 Kil., die Ladung über 3000 Kil. Es werden 12 Wägen auf einmal durch eine Lokomotive von 15 Pferdekräften, welche, mit Kohle und Wasser beladen, 6600 und leer 5200 Kil. schwer ist, gefördert. Dieselbe hat 2 gekuppelte Treibaxen, auf welchen das ganze obige Gewicht lastet; die Kesselspannung beträgt 9 Atmosphären, der Cylinderdurchmesser 20·4, der Hub 36 und der Durchmesser der Treibräder 76 Cent. Beim Aufwärtsziehen der leeren Wägen über die letzten 2000 m Länge, wo das Gefälle 0·02 und darüber beträgt, werden die Züge getheilt und durch 2 Lokomotive bewegt. Die Geschwindigkeit ist 7 bis 8 Kilometer pr. Stunde oder ungefähr 2 m pr. Sekunde.

Auf der Grube Gerhard bei Saarbrücken**) werden seit 1861 Lokomotive von 10 Pferdekr., welche mit einer Lauf- und zwei Treibaxen versehen sind, zur Förderung von den Schächten zu den Verladeplätzen benützt. Die Lokomotive wiegt leer 4200, beladen 5150 Kil.; im letzteren Falle ist die Belastung der Treibaxen 3900 Kil. Der Cylinderdurchmesser beträgt 15, der Hub 31, der Durchmesser der Treibräder 53 Cent. Die 3400 m lange Bahn ist zum Theil unter $^1/_{69}$ bis $^1/_{72}$ Gefälle gegen die Verladeplätze abwärts geneigt, zum Theil horizontal und hat 0·73 m Geleisweite. Auf der horizontalen Strecke können bei trockenen Schienen im Mittel nicht mehr als 40 geladene Wägen von 250 bis 300 Kil. Gewicht und 500 Kil. Fassung mit 1·5 bis 2 m Geschwindigkeit gefördert werden, wobei im Kessel 6 Atm. Ueberdruck nothwendig sind. Die Reibung der Treibräder an den Schienen, welche gleich ist der erreichbaren Zugkraft, nimmt Schönemann bei trockenen Schienen gleich $^1/_6$, bei nasser Witterung und unreiner Bahn gleich $^1/_9$ der Belastung der Treibaxen an; im letzteren Falle ist die Lokomotive nicht mehr im

*) Bull. de la soc. de l'ind. minèrale, 1867, 12. Bd. S. 73.

**) Eine detaillirte Beschreibung dieser Förderung nebst Zeichnung der Lokomotive von Schönemann s. Zeitschrift des Ver. deutscher Ing. 1863, 7. Bd. S. 371; Zeichnungen der „Hütte“ 1863, Taf. 3; Notizen darüber Preuss. Zeitschrift 10. Bd. S. 210, 11. Bd. S. 263, 12. Bd. S. 172 und Zeitschrift des Vereins deutscher Ing. 1868, 12. Bd. S. 639.

Stande, 40 beladene Wägen durch die Krümmungen der horizontalen Strecke zu ziehen, was durch Kupplung der dritten (Lauf-) Axe mit den Treibaxen zu erreichen wäre.

Auch beim Tagbau der Erzgrube Meinerzhagener Bleiberg im Bergrevier Commern wurde eine Lokomotivförderung zum Transport der bei der Aufbereitung entfallenden Sandmassen nach der Halde eingerichtet.*)

Beim Bau des Tunnels bei Naensen wurde zum Transport der Baumaterialien eine Bahn von 27 $^1/_2$ Braunschweiger Zoll Spurweite und einer Gesammtlänge von 1080 braunschw. Ruthen vorgerichtet**) und man bewegte auf derselben mit Lokomotiven von gleicher Construktion, wie die zu Saarbrücken verwendeten, Wägen von 16·5 Ztr. Gewicht und 42 Ztr. Ladung. Auf horizontaler Strecke zog die Maschine je nach der Witterung 12 bis 17 beladene Wägen.

Auf der de Wendel'schen Koaksanstalt bei den Skalleyschächten der Grube Duttweiler***) werden auf einer 400^m langen Bahn von 0·0125 Gefälle durch eine Lokomotive von 15 Pferdekräften drei Gestellwägen mit je 5 Förderwägen von 275 bis 300 Kil. Gewicht und 500 Kil. Ladung (Kohle) bewegt. Die Anwendung der Gestellwägen hat den Vortheil, dass diese blos ober Tags verwendeten Wägen sich besser in Stand halten lassen und eine grössere Spurweite besitzen können, wodurch der Gang ruhiger und die Widerstände geringer werden. Man kann daher die Lokomotive ziehend und drückend wirken lassen, was einen rascheren Betrieb ermöglicht; desgleichen werden die Förderwägen mehr geschont.

Man hat indessen die Anwendung der Lokomotive nicht auf die Tagförderung beschränkt, sondern auch auf die Grube ausgedehnt. Eine Bedingung für die praktische Ausführbarkeit dieser Methode der Horizontalförderung ist ein guter Wetterzug, dessen Geschwindigkeit die der Lokomotive etwas übersteigen soll, damit der Führer bei der Fahrt nach beiden Richtungen durch den Rauch weniger belästigt und die Strecke davon rein erhalten werde. Für den ersteren Zweck kann man auch wie bei den grossen Lokomotiven einen Schirm mit Glasfenster für den Maschinenwärter und im Schornstein eine Vorrichtung anbringen, welche gestattet, den Rauch je nach der Richtung des Wetterzuges nach vorn oder rückwärts ausströmen zu lassen. Dadurch ist zugleich die auflösende und zerstörende Wirkung

*) Preuss. Zeitschrift 1862, 10. Bd. S. 210.

**) Von Rziha, s. Preuss. Zeitschrift 1865, 13. Bd. S. 102.

***) Preuss. Zeitschrift 1864, 12. Bd. S. 174.

des vom Blaserohr austretenden Dampfes auf das Gestein der Streckenfirst vermieden. Um den Rauch gehörig aus der Strecke zu entfernen, ist es vortheilhaft, wenn nach jeder Fahrt eine längere Pause eingehalten werden kann. Auch ist der feuchte Zustand der Grubenschienen zu berücksichtigen, daher Sandbüchsen zum Bestreuen derselben vorhanden sein sollen, um das Schleudern der Treibräder zu verhüten. Endlich müssen die Schienen für die grössere Last der Lokomotive stark genug sein.

Die Vortheile einer solchen Förderung bestehen in den geringeren Kosten, welche dieselbe gegenüber der mit Seilen zeigt; dagegen kann sie nicht wie letztere bis nahe zu den Gewinnungspunkten ausgedehnt werden, sondern beschränkt sich auf die Tagesstrecke. Auch wird die Bedingung eines entsprechenden Wetterzuges nicht immer zu erreichen sein. Selbstverständlich stellen sich die Vortheile nur bei bedeutender Länge, etwa über 350^m heraus.

Die Grubenförderung mit Lokomotiven wurde in dem 900 Lachter langen Burbachstollen der Grube von der Heydt bei Saarbrücken versuchsweise in Anwendung gebracht.*)

Endlich kommen auch Strassenlokomotive zum Transport in Verwendung; so auf der Braunkohlengrube Marie bei Goscieradz im O. B. A. Bezirk Breslau**), dann im Mannsfeld'schen zum Transport der Kupferschiefer von der Grube zu den Hütten.***)

Literatur.

Combes' Bergbaukunst und Ponson's „Steinkohlenbergbau“ enthalten Mehreres über die geneigte Förderung, das letztere Werk auch eine kurze Beschreibung der Horizontalförderung auf der Peltongrube. Rziha beschreibt in der „Tunnelbaukunst“ die Methoden, zum Theile auch die Details der Horizontalförderung und kritisirt dieselben mit Rücksicht auf ihre Anwendbarkeit beim Tunnelbau.

Ueber geneigte Förderung mit Haspeln s. „Erfahrungen“ 1853, S. 43 u. 47, 1855, S. 22; über Haspel mit hängenden Bahnen Ann. des mines, 1836, 6. Liefg. S. 107; Bericht über die Versammlung der Berg- u. Hüttenmänner zu Wien 1858, S. 130; Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 7. Bd. S. 607.

*) Preuss. Zeitschrift 18 4, 12. Bd. S. 166.

**) Ebendas. 1863, 11. Bd. S. 264.

***) Ebendas. 1869, 17. Bd. S. 84.

Ueber Einrichtung und Betrieb der flachen Förderschächte von Schönemann, Zeitschr. des Ver. deutscher Ing. 1862, 6. Bd. S. 33; über Förderung in flachen Schächten im Bezirk Saarbrücken, Preuss. Zeitschr. 1864, 12. Bd. S. 168, in England Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1861/2, 7. Bd. S. 50.

Ueber Horizontalförderung mit stationären Dampfmaschinen handeln folgende Aufsätze: Notizen über den Steinkohlenbergbau Englands v. Busse, Preuss. Zeitschrift 1858, 6. Bd. S. 86, 102, 105; über Förderung mit Dampfmaschinen in englischen Kohlengruben von Baure, Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1858/9, 4. Bd. S. 201; Notizen über den Steinkohlenbergbau in England u. Schottland v. Pfähler, Preuss. Zeitschrift 1861, 9. Bd. S. 83; Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1861/2, 7. Bd. S. 41; der Steinkohlenbergbau in England u. Schottland von Serlo, Rohr u. Engelhardt, Preuss. Zeitschr. 1862, 10. Bd. S. 62; Horizontalförderung mit Seil und Gegenseil auf der Grube von der Heydt bei Saarbrücken v. Dach, ebendas. S. 292; Notizen über Horizontalförderung mit Seilen und Ketten beim englischen Steinkohlenbergbau v. Max Nöggerath, Preuss. Zeitschrift 1864, 12. Bd. S. 231; Förderung mit Vorder- und Hinterseil auf der Steinkohlengrube Glücksburg bei Ibbenbüren v. Drassdo, Freiberger Berg- u. hütt. Zeitung 1864, 18. Bd. S. 229; über Horizontalförderung, Oest. Zeitschrift für B. u. H. 1865, S. 26; Seilförderungen mit Vorder- und Hinterseil, dann mit Seil ohne Ende zu Saarbrücken von Spindler u. Schönemann, Preuss. Zeitschrift 1865, 13. Bd, S. 213; Betriebskosten der Seilförderung, Berg- u. hütt. Ztg. 1866, S. 305; Verbesserungen bei der Horizontalförderung, Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Bd. S. 74; maschinelle Streckenförderung auf der Kohlengrube Levant du Flénu bei Cuesmes, Revue universelle 1870, 27. Bd. S. 258; Notiz über die Förderung mit Kette ohne Ende zu Stassfurt, Berggeist 1870, S. 89.

Ueber Förderung zu einem unter Tags gelegenen Punkte s. den Aufsatz von James, Freiberger B. u. h. Zeitg. 1861, 20. Bd. S. 421; ebendas. 1862, 21. Bd. S. 45; Dampfkessel für die Grube von Schwestka, Erfahrungen 1863, S. 1; über unterirdische Dampfmaschinen, Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1866/7, 12. Bd. S. 207.

Ueber Wassertransmission s. den obigen Aufsatz v. James, dann Hartmann's B. u. h. Zeitg. 1849, 8. Bd. S. 43; Revue universelle, 1860, 8. Bd. S. 40; Oestr. Zeitschrift f. B. u. H. 1866, S. 316; über Anwendung des stark gepressten Wassers zur Kraftübertragung in Bergwerken von R. R. Werner Preuss. Zeitschrift 1866, 14. Bd. S. 77.

Ueber Lufttransmission s. gleichfalls den Aufsatz von James; die Maschine zu Govan, Revue universelle 1857, 1. Bd. S. 302 u. 506, dann Preuss. Zeitschrift 1861, 9. Bd. S. 102; Theorie der Luftcompressionsmaschine am Mont-Cénis von Saint-Robert, Ann. des mines 1863, 6. Reihe, 3. Bd. S. 281; Förderung mit comprimirter Luft zu Sars-Longchamps, Preuss. Zeitschrift 1865, 13. Bd. S. 191; dieselbe, ausführlich beschrieben v. Cornet, Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1866/7, 12. Bd. S. 201; Theorie der mit comprimirter Luft betriebenen Maschinen von Mallard ebendas. S. 615; über die Anwendung comprimirter Luft für unterirdische Maschinen von Hasslacher, mit genauer Beschreibung und Angabe der Betriebsresultate mehrerer solcher auf den Gruben Altenberg und Gerhard bei Saarbrücken aufgestellter Maschinen, Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Bd. S. 1.

V. Maschinen zum Abwärtsfördern.

Die Aufgabe, Produkte oder Materialien des Bergbaues von einem höheren zu einem tieferen Punkte zu schaffen, kommt in mehreren Fällen vor. Erze, Berge oder Kohlen müssen von höher gelegenen Abbauen auf die Hauptförderstrecke gebracht werden. Die Versatzberge können oft nur ober Tags gewonnen werden und sind durch Schächte einzulassen. Bei Grubenbauen, die sich im Gebirge befinden, werden die gewonnenen nutzbaren Mineralien mitunter auf bedeutende Entfernungen abwärts zu den Plätzen transportirt, wo deren Aufbereitung, Verhüttung oder die Umladung behufs weiterer Verfrachtung stattfindet.

Als motorische Kraft für die Abwärtsbewegung ist selbstverständlich die Schwere zu benützen, und da diese unmittelbar auf die zu bewegenden Körper wirkt, besteht die einfachste Einrichtung darin, die Körper selbstthätig fallen oder abwärts gleiten und rollen zu lassen. Eine solche Förderung erfolgt in der That in den sogenannten Rolllöchern, Sturzschutten u. s. w. und ober Tags in entsprechenden Leitungen, welche der zu fördernden Masse ihren bestimmten Weg anweisen; sie zeigt jedoch gewisse Nachtheile und ist nur dann anwendbar, wenn die Bewegung unter einer stärkeren Neigung als dem natürlichen Böschungswinkel des Fördergutes erfolgt, und wenn das letztere dadurch keinen Schaden leidet.

In den übrigen Fällen werden entsprechende Fördergefässe angewendet und diese durch Seile oder Ketten mit einem Apparat verbunden, der die Bewegung regulirt, welche sonst mit zunehmender Geschwindigkeit erfolgen würde. Es ist also wieder eine Maschine erforderlich, welche aber nicht die motorische Kraft auf Bewegung der Förderlast wirksam zu machen, sondern den Ueberschuss der von der Schwere produzirten Arbeit aufzuzehren hat, deren Hauptbestandtheil also eine Bremse ist. Doch muss die Maschine so eingerichtet sein, dass ein Theil der genannten Arbeit sich zum Aufziehen des leeren Fördergefässes verwenden lässt.

Erfolgt die Förderung in geneigter Richtung, so nennt man die bezüglichen Anlagen Bremsberge, auch selbstthätige Rampen; bei vertikaler Richtung Ablass- oder Einlassmaschinen. Der grösste Theil des über solche Anlagen Anzuführenden ist durch die Kapitel über Seile, Fördergefässe, Bremsen bei Fördermaschinen, dann über Bahnen, Seilleitung und Arbeitsmaschine der geneigten Förderung erschöpft, so dass bei den meisten Gegen-

ständen eine Berufung auf die genannten Kapitel genügen wird. Die Berechnung beschränkt sich auf die Bestimmung der Dimensionen einzelner Theile und es sind die Regeln dazu an den betreffenden Orten angegeben.

Fördermethoden. Die Förderung ist doppelt- oder einfachwirkend. Im ersten Falle bewegen sich gleichzeitig beladene Gefässe abwärts, leere aufwärts; im letzten wechseln diese Bewegungen ab und ist eine Einrichtung nothwendig, um die leeren Gefässe aufzuziehen. Man benützt dazu ein Gegengewicht, welches beim Niedergang des beladenen Gefässes aufsteigt und danach das leere emporzieht.

Zur Aufwindung des Seiles dienen Trommeln oder Scheiben; bei diesen sind auch Seile oder Ketten ohne Ende verwendbar.

1) Die Einlassmaschinen werden meist doppeltwirkend und mit Treibkörben ausgeführt; als Fördergefässe eignen sich am besten Schalen, welche die Wägen aufnehmen. Bei geringen Schachtdimensionen kommt auch einfachwirkende Förderung vor, wie am Schachte No. 3 der Grube Maria zu Höngen bei Aachen, woselbst Kohlen abwärts zu fördern sind.*)

2) Bei Bremsbergen wird die Maschinen-Anordnung in der Grube am einfachsten bei Anwendung einer Scheibe; dabei sind, im Gegensatz zur geneigten Förderung aufwärts, auch direkt an das Seil gehängte Wägen zulässig, weil am oberen Anschlagplatz nach erfolgtem Auswechseln der volle Wagen auf die geneigte Bahn gestossen, dadurch das Seil gespannt und die Bewegung eingeleitet wird.

Das direkte Anhängen der Wägen an das Seil ist bei geringerer Neigung, bis 25^{0}, zulässig; bei stärkerer Neigung benützt man Gestellwägen. Nebstdem kommen, jedoch seltener, die anderen im II. Abschnitt beschriebenen Gefässe vor.

Die einfachwirkenden Bremsberge werden in Kohlengruben den doppeltwirkenden vorgezogen, da sie eine geringere Breite des Bremsschachtes erfordern und die Förderung von verschiedenen Horizonten ohne Umlegen der Seile gestatten. Auch kann man von beiden Seiten her Wägen anschlagen, wenn das Seil des Gegengewichtes am oberen Anschlagplatz unter oder genügend hoch ober der Sohle läuft. Endlich erfordern diese Bremsberge keine besonderen Mittel zur Regulirung der Aufzugshöhe.

Ober Tags gelegene Bremsberge sind bei grösserer Länge doppeltwirkend eingerichtet, zuweilen mit Seil ohne Ende, wel-

*) B. u. h. Zeitung v. Kerl u. Wimmer, 1865, S. 182.

ches den Vortheil darbietet, dass Zu- und Abfuhr der Wägen stets auf denselben Geleisen stattfinden können.

Eine von den bisher angeführten verschiedene Methode ist am Schachte Robiac zu Bessèges*) in Verwendung, wo die Stückkohle über einen Bremsberg von allerdings nur ganz geringer Länge vertikal abwärts bewegt wird. An den Förderseilen hängen zwei Karren *a b* Fig. 632, welche sich auf separaten, zwischen den Schienen der Hauptbahn liegenden Geleisen von geringerer Weite bewegen. Die Seile sind zu den in einer Grube liegenden Treibkörben geführt, über welche die Hauptbahn geradlinig fortläuft; die Schienen für die Karren endigen unten in Vertiefungen und sind daselbst aufgebogen. Der leere Wagen *B* wird über den in der Vertiefung stehenden Karren *b* gegen den Bremsberg, danach der volle Wagen *A* oben gegen den Karren *a* gestossen und dadurch die Bewegung eingeleitet; unten angelangt, rollt *a* in die Vertiefung und *A* vermöge seiner lebendigen Kraft über *a* weg auf die Verlängerung des Geleises. Der oben angelangte Wagen *B* wird in Empfang genommen und weitergeschoben. Hierauf kehren die Karren *a b* wieder in die gezeichnete Stellung zurück, indem *b* um die halbe Förderlast schwerer ist als *a*. Der dabei erwachsende Zeitverlust ist wegen der geringen Bahnlänge ohne Bedeutung, und der Vortheil erreicht, dass die vollen Wägen stets auf dem einen, die leeren auf dem anderen Geleise verkehren. Die Hemmung erfolgt nur durch drei Luftflügel *l* (s. unten „Bremsen“).

S e i l e und K e t t e n. Man verwendet Rund- und Bandseile, dann Ketten.

Ketten werden an einigen Orten den Seilen vorgezogen, da sie gegen die beim Anziehen der Bremse eintretenden Stösse grössere Sicherheit gewähren sollen. Für bedeutende Förderlängen sind indessen Seile aus bekannten Gründen vorzuziehen.

Das Seil ist am stärksten gespannt, wenn das beladene Fördergefäss unten anlangt, und kann nach den Formeln S. 9 berechnet werden, worin für H die vertikale Förderhöhe, für Q das relative Gewicht der Fördergefässe sammt Ladung zu setzen kommt; bei einem Seil ohne Ende ist noch der durch die Spannvorrichtung hervorgebrachte Zug zu berücksichtigen.

Die Seilleitung erfolgt nach den im vorigen Abschnitte angegebenen Regeln; bei steiler Neigung lässt man die Leitrollen auch weg und versieht in diesem Falle die Sohle zuweilen mit einer Bedielung von Brettern.

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1867/8, 13. Bd. S. 491.

Fördergefässe, Gegengewichte. Bei Construktion der Fördergefässe für Bremsberge ist, ausgenommen bei sehr geringer Bahnneigung, eine specielle Rücksicht auf Verminderung der Reibungen nicht nothwendig, da die Bewegung eben verzögert werden soll. Dagegen ist in Kohlenbergbauen bei geringer Mächtigkeit der Flötze eine kleine Höhe der Gefässe wichtig, damit die Ortshöhe der Bremsschächte gering wird; daher erhalten die Gestellwägen Räder mit kleinem Durchmesser, oder es sind besondere Fördergefässe in Verwendung, welche indessen umgeladen werden müssen.

Die Grösse des Gegengewichtes bei der einfachwirkenden Förderung ist durch Belastung leicht zu reguliren, daher eine annähernde Berechnung desselben genügt. Bezeichnen W das Gewicht des Fördergefässes, L die Ladung, α den Bahnneigungswinkel, $g\,G$ die Gewichte und $\mathfrak{r}\,R$ die Aufwindungshalbmesser der Seile des Gegengewichtes und des Fördergefässes, endlich $\mathfrak{g}$ die Last des Gegengewichtes, so muss, damit das leere Fördergefäss aufgezogen wird,

$$\mathfrak{g}\,\mathfrak{r}\,\sin\alpha > (W + G)\,R\sin\alpha,$$

$$\mathfrak{g} > \frac{R}{\mathfrak{r}}\,(W + G),$$

und damit das Gegengewicht vom beladenen Fördergefäss emporgezogen wird,

$$(\mathfrak{g} + g)\,\mathfrak{r}\,\sin\alpha < (W + L)\,R\sin\alpha,$$

$$\mathfrak{g} < (W + L)\,\frac{R}{\mathfrak{r}} - g$$

sein. Man kann nun, damit die gleiche Kraft auf Bewegung nach beiden Richtungen wirkt, also auch eine gleich starke Hemmung nothwendig ist, $\mathfrak{g}$ dem arithmetischen Mittel der beiden obigen Werthe, also

$$\mathfrak{g} = \frac{R}{\mathfrak{r}}\left(W + \frac{G + L}{2}\right) - \frac{g}{2}$$

setzen. Sind die Wege des Gegengewichtes und der Förderlast gleich lang, so wird $R = \mathfrak{r}$ und

$$\mathfrak{g} = W + \frac{L + G - g}{2},$$

und bei Anwendung einer Scheibe, wo $G = g$ ist,

$$\mathfrak{g} = W + \frac{L}{2},$$

also um die halbe Förderlast grösser als das Wagengewicht.

Das Gegengewicht erhält für Bremsberge die Form eines auf Rädern laufenden Kastens, der aus Holz, häufiger aus Gusseisen besteht und mit Steinen oder Eisenstücken beschwert wird. Fig. 637

und 638 zeigen ein gusseisernes Gegengewicht, an welchem unten die zwei quadratischen Radaxen befestigt sind. Bei steiler Neigung wendet man oben offene Blechkästen oder Röhren an, bei vertikaler Bewegung bleiben die Räder weg.

Einrichtung der Bahn. Die Führungen der Fördergefässe bei Einlassmaschinen unterscheiden sich nicht von den zur Aufwärtsförderung dienenden, im Abschnitte II) beschriebenen.

Bei doppeltwirkenden Bremsbergen kommen alle vier bei der geneigten Förderung erwähnten Bahn-Anordnungen vor. Aus den dort angeführten Gründen empfiehlt sich für möglichst ungestörten Betrieb doppeltes Geleise auf die ganze Länge; doch wird wegen geringerer Anlagskosten auch die Einrichtung mit drei Schienensträngen in der oberen und mit einfachem Geleise in der unteren Bahnhälfte verwendet. Für ein Seil ohne Ende wäre dieselbe wegen der doppelten Leitung und weil die Wägen das Seil überfahren müssten, nicht zu empfehlen.

Einfachwirkende Bremsberge erhalten ein einziges Geleise für die Förderwägen, es muss jedoch für die Bewegung des Gegengewichtes gesorgt werden. Dieses läuft auf einer Bahn, welche behufs Raumersparung eine kleinere Geleisweite als die Hauptbahn und auch eine geringere Länge erhalten kann; im letzteren Falle sind abgesonderte Seiltrommeln nothwendig, deren Halbmesser sich wie die zugehörigen Bahnlängen verhalten.

Die Bahn für das Gegengewicht *g* Fig. 636 kann statt neben auch zwischen den Schienen des Wagens *w* angebracht werden; sie muss dann möglichst tief, in einem breiten Einschnitt der Schwellen liegen und das Gegengewicht nach Fig. 637 eine geringe Höhe erhalten, damit der Wagen darüber wegfahren kann. Da in der oberen Bahnhälfte das Seil des Wagens sich ober dem Gegengewicht bewegt, ist diese Einrichtung nur bei kurzen und stark geneigten Bremsbergen zu empfehlen. Die Berührung zwischen Förderseil und Gegengewicht wird verhütet, wenn man die Bahn für das letztere unter die Schwellen der Förderbahn legt; doch ist dann die Herstellung einer besonderen Vertiefung nothwendig.

Am meisten ist an Anlagskosten zu sparen, wenn das Gegengewicht auf der Förderbahn selbst läuft; seine Begegnung mit dem Fördergefäss kann bei der in Fig. 627 und 628*) skizzirten Einrichtung ohne Störung erfolgen. Zu beiden Seiten des Geleises

*) v. Hauer, Bremsberge mit einem Geleise, Oest. Zeitschrift für B. u. H. 1859, S. 34.

werden Schienen *d* gelegt, welche sich bis zu einem Abstand von der Förderbahn gleich der Höhe der Gegengewichtsräder allmälig erheben und dann wieder senken. Der Gestellwagen *f* erhält an jedem Axenende zwei Räder, von welchen die inneren auf der Hauptbahn rollen, die äusseren an der Begegnungsstelle auf die Hilfsschienen *d* auflaufen und dadurch den Uebergang vermitteln. Ein Bremsberg von 143^m Länge und 31 bis 36^0 Neigung auf dem Chromerzbergbau bei Kraubath in Steiermark*) wurde in dieser Art eingerichtet, nur sind die 4 äusseren Räder nicht an den Axen, sondern höher oben am Kasten des dort verwendeten Förderwagens, die Hilfsschienen *d* an der Zimmerung befestigt.

Man kann den Neigungswinkel β Fig. 628 berechnen, welchen die Endstücke der Hilfsbahn mit der Hauptbahn einschliessen dürfen, ohne dass die Bewegung in's Stocken geräth. Die ungünstigste Stellung ist diejenige, wo der Förderwagen und das Gegengewicht sich eben auf den Endstücken der Hilfsbahn befinden, welche die Winkel $\alpha + \beta$ und $\alpha - \beta$ mit der Horizontalen einschliessen, unter α den Neigungswinkel der Hauptbahn verstanden. Da hier kein wesentlicher Grund vorliegt, das Gegengewicht einen kürzeren Weg als den Förderwagen beschreiben zu lassen, erhält dasselbe nach S. 364 das Gewicht $W + \frac{L}{2}$; es muss daher bei der obigen Stellung und beim Niedergang des beladenen Wagens, da die Seilgewichte sich ausgleichen,

$$(W + L) \sin (\alpha - \beta) > \left(W + \frac{L}{2}\right) \sin (\alpha + \beta)$$

$$\frac{L}{2} \sin \alpha \cos \beta - \left(2 W + \frac{3 L}{2}\right) \sin \beta \cos \alpha > 0$$

$$\tan \beta < \frac{L}{4 W + 3 L} \tan \alpha$$

sein. Für den Aufgang des leeren Wagens erhält man auf dieselbe Art

$$\tan \beta < \frac{L}{4 W + L} \tan \alpha,$$

welche Bedingung um so sicherer erfüllt ist, wenn dies bei der obigen stattfindet. Die Vernachlässigung der Reibungen in dieser Rechnung ist dadurch reichlich aufgewogen, dass auch die lebendige Kraft der bewegten Massen nicht berücksichtigt wurde; die Anwendbarkeit der Vorrichtung findet jedoch darin ihre Grenze, dass bei zu kleinem

*) Jahrbuch der k. k. Bergakademieen, 1869, 18. Bd. S. 271.

Werthe von β die Endstücke der Hilfsbahn eine zu grosse Länge erfordern, um den genügenden Abstand von der Hauptbahn einzubringen.

Ein zweites Mittel, um eine Störung bei der Begegnung zu verhüten, besteht darin, dass man das Fördergefäss w Fig. 629 unmittelbar über das Gegengewicht g laufen lässt. Dieses muss dann an der Oberfläche mit Schienen versehen sein, welche sich an beiden Enden möglichst nahe und unter geringem Neigungswinkel den Bahnschienen anschliesst. Es seien β der Winkel, den die Tangente FG zu den Radumfängen bei Beginn des Ueberganges mit der Seilrichtung, also auch mit der Bahn einschliesst, und α der Neigungswinkel der letzteren. Die Schwere $AD = W + L$ des beladenen Wagens zerlegt sich in eine Componente AB, die parallel zur Seilrichtung wirkt und der Spannung p des Förderseiles gleichkommt, und eine zur Linie FG senkrechte AE, welche durch den Gegendruck der Oberfläche des Gewichtes g aufgehoben wird. Zieht man DC senkrecht auf AB, so ist AC die zur Bahnrichtung parallele Componente der Schwere. Die Seilspannung p ist also um BC kleiner als diese Componente, daher BC der parallel zur Bahn gerichtete Druck zwischen Wagen und Gegengewicht, und wenn das letztere wie früher gleich $W + \frac{L}{2}$ ist und das zugehörige Seil die Spannung q besitzt, so hat man

$$p = (W + L) \sin \alpha - \overline{BC}$$

$$q = \left(W + \frac{L}{2}\right) \sin \alpha + \overline{BC}.$$

Soll nun die Bewegung nicht gestört werden, so muss

$$p > q \text{ oder}$$

$$\frac{L}{2} \sin \alpha > 2\,\overline{BC}$$

sein. Aus der Figur folgt aber

$$\overline{BC} = \overline{CD} \operatorname{tang} \beta = \overline{AD} \cos \alpha \operatorname{tang} \beta = (W + L) \cos \alpha \operatorname{tang} \beta,$$

daher muss

$$\frac{L}{2} \sin \alpha > 2\,(W + L) \cos \alpha \operatorname{tang} \beta,$$

$$\operatorname{tang} \beta < \frac{L}{4\,(W + L)} \operatorname{tang} \alpha$$

sein. Ist diese Bedingung erfüllt, so erfolgt um so leichter auch die umgekehrte Bewegung. Der zulässige Maximalwerth von β ist also kleiner als früher und die Anwendung dadurch auf starke Neigung der Bahn beschränkt, dass das Gegengewicht keine übermässige Länge erhalten kann. Auch wird bei der Begegnung ein Stoss ein-

treten, da die Schienen auf dem Gegengewicht nicht tangential zur Bahn auslaufen können.

Neigungswinkel und Länge der Bahnen, Fördergeschwindigkeit. Die Bremsberg-Förderung ist nur bis zu einer gewissen Bahnneigung herab ausführbar. Ob diese Neigung in einem gegebenen Falle zur selbstthätigen Förderung noch ausreiche, kann durch Rechnung ermittelt werden, indem man untersucht, ob für alle Stellungen während einer Fahrt die Spannung des niedergehenden Seiles nächst dem Bremsapparat grösser ist als die des aufgehenden, mehr den Bewegungshindernissen des Bremsapparates. Diese Spannungen hängen ab von der Zahl, dem Gewicht der Wägen und ihrer Ladung, vom Gewicht und Leitungswiderstand des Seiles und der gleitenden und rollenden Reibung bei der Wagenbewegung; die letzteren Widerstände ergeben sich wie im vorigen Abschnitte. Bei constantem Gefälle ist die ungünstigste Stellung zu Anfang der Bewegung vorhanden, bei variabler Bahnneigung kann dieselbe auch während der Fahrt eintreten. Die Spannvorrichtung eines Seiles ohne Ende vermehrt nur die Reibung an der Trommelwelle, nicht aber den Unterschied zwischen den Spannungen des auf- und niedergehenden Seiles.

Das Resultat einer solchen Berechnung ist indessen unverlässlich. In der Praxis stellen sich wegen Verschiedenheit der obigen Einflüsse auch sehr verschiedene Bahnneigungen als zum Betrieb eines Bremsberges nothwendig heraus; dieselben schwanken im Allgemeinen zwischen 3 und 9 Graden.

Die Länge der unterirdischen Bremsberge beträgt bis 400^{m}, ober Tags noch mehr, z. B. bei der Verespataker Rampe mit Seil ohne Ende 570^{m}, bei der Rampe des Simonet im Gard-Departement 590^{m}. Die Fördergeschwindigkeit ist in der Grube gewöhnlich bei 2^{m}, ober Tags steigt dieselbe bis 4^{m} und höher.

Bei englischen Gruben sind die Bremsberge bis 800^{m} lang und wird als geringste Neigung 2^{0} angenommen; die Förderung erfolgt jedoch in ganzen Zügen von 24 bis 26 Wägen.*)

An- und Abschlagen der Fördergefässe. Bei Einlassmaschinen erfolgt diese Operation auf die im Abschnitte II angegebene Art. Schalen werden am Schachttiefsten durch eine Unterlage gestützt, und während des An- und Abschlagens ist der ganze Apparat durch die Bremse festgehalten; will man oben eine Aufsetzvorrichtung mit drehbaren Stützen anbringen, so muss mit der Maschine

*) Preuss. Zeitschrift 1862, 10. Bd. S. 60.

eine Winde zum Aufheben und nachfolgenden Niederlassen der Schale verbunden sein, weil sonst die letztere, in der höchsten Stellung angelangt, nicht zurückbewegt werden kann.

Bei Bremsbergen mit direkt am Seil hängenden Wägen müssen am oberen Anschlagplatz nach Bedarf ein oder beide Seile unter oder genug hoch ober der Sohle laufen, um die Wägen zuschieben zu können, wobei zu berücksichtigen ist, ob das Letztere nur von einer oder von beiden Seiten des Bremsberges her möglich sein soll. Da gewöhnlich nur ein Wagen auf einmal angehängt wird, erfordern die Anschlagplätze geringe Dimension. Bei obertägigen Anlagen befindet sich die Seilleitung in der Regel unter der Sohle.

Für Gestellwägen ist am unteren Bahnende eine Widerlage angeordnet oder man hält das Ganze nur mittelst der Bremse fest, wobei jedoch das Seil in den Stillständen mehr leidet. Erfolgen Zu- und Abfuhr der Wägen mit Pferden, so kann man zur Erleichterung des Verschiebens die Zufuhrbahn nächst dem Bremsberg gegen diesen zu, die Abfuhrbahn in umgekehrter Richtung abwärts neigen.

Ueber das An- und Abschlagen der Wägen aus Strecken, die in mittlerer Höhe in den Bremsschacht münden, ist im Abschnitt II das Nöthige angegeben.

Regulirung der Aufzugshöhe. Da die Seile durch Dehnung und Temperaturswechsel ihre Länge ändern, steigen die Gefässe nicht stets gleich hoch auf, was bei Schalen und Gestellwägen sowie auch bei direkt am Seil hängenden Förderwägen das Auswechseln der letzteren erschwert. Nur die einfachwirkenden Bremsberge mit Gegengewicht sind davon ausgenommen, weil bei diesen der Wagen oder die Schale sich stets bis zur richtigen Höhe bewegen kann.

Man hilft dagegen durch möglichst genaue Regulirung der Seillänge. Das Seil wird mit einer Schurzkette versehen, und der Zughaken am Wagen in ein beliebiges Glied derselben eingehängt. An Gestellwägen oder Schalen kann der Zughaken mittelst einer Schraubenstange von genügender Länge befestigt und durch Drehung der Muttern der gewünschte Zweck erreicht werden. Sind Treibkörbe in Verwendung, so macht man einen derselben beweglich, um grössere, seltener vorkommende Aenderungen der Seilstellung ausführen zu können.

Damit bei kleineren Differenzen nicht stets mit dem Seil zu manipuliren ist und selbst bei jedem Aufzug rasch abgeholfen werden kann, hat man folgende Mittel im Gebrauch. Die Trommel der Bremsmaschine wird durch ausrückbare Räder mit einer Handkurbel in Verbindung gesetzt, welche das vollständige Aufziehen

des Fördergefässes gestattet. Die unten beschriebene Ablassmaschine zu Decazeville ist mit verschiebbaren Zapfenlagern versehen, deren Bewegung denselben Einfluss hat wie eine gleichzeitige Verlängerung oder Verkürzung beider Seile. Das bequemste und dabei sehr einfache Mittel ist unstreitig bei der von M. Servier construirten Einlassmaschine zu Ars-sur-Moselle in Verwendung.*) Nach Fig. 635 ist daselbst im Anschluss an jede Schachtabtheilung eine um eine horizontale Axe drehbare Bühne *p* angebracht, welche durch Stangen mit der Traverse *t* in Verbindung steht, die mittelst eines Weston'schen Differentialflaschenzuges gehoben und gesenkt werden kann. Bekanntlich erfordert dieser Apparat keine Bremse, sondern verbleibt von selbst in jeder Stellung, die man ihm ertheilt hat. Oben auf der Bühne *p* befinden sich Schienen, welche die Verlängerung der Tagbahn bilden, unten ein Riegel *r*, der durch einen Druck mit dem Fuss am Zapfen *z* verschoben werden kann. Die Bühne *p* befindet sich für gewöhnlich in der tiefsten Stellung; nach Anlangen der Schale wird der Riegel *r* unter dieselbe geschoben, und mittelst des Flaschenzuges die Bühne sammt Schale so weit gehoben, dass der Wagen leicht weggezogen werden kann. Hierauf lässt man die Bühne wieder herab, bis das Seil gespannt ist, um den leeren Wagen bequem aufschieben zu können. Bremshebel und Kette des Flaschenzuges sind dem Arbeiter nahe zur Hand.

Sicherheitsvorrichtungen. Um zu verhüten, dass die Maschine bei zu früher Lüftung der Bremse eher in Gang komme, als das Auswechseln der Wägen unten beendet ist, kann man bei Schalen oder Gestellwägen am unteren Bahnende Riegel vorschieben, welche das Aufsteigen derselben hindern. Auf der Grube Centrum wird nach Fig. 626**) ein um den Zapfen *a* seitwärts drehbarer eiserner Schuh *s* vor das eine Rad des Gestellwagens geschoben.

Bei obertägigen Bremsbergen sperrt man den Anschlagplatz gegen die Bahn durch einen hölzernen Riegel, der vor dem Abschieben des vollen Wagens weggezogen wird.

Wenn der in Folge eines Seilbruches herabrollende Wagen das unten verkehrende Personal gefährdet oder Schaden anrichten kann, wenn z. B. in der Verlängerung des Bremsberges eine einfallende Strecke liegt, so wird an dessen unterem Ende eine starke Schutzbühne angebracht.

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1868/9, 14. Bd. S. 379

**) Preuss. Zeitschrift 1861, 9. Bd. S. 186.

Förderung in verschiedene Tiefen. Bei Bremsbergen, die zur Förderung aus Abbauen dienen, ändert sich mit deren Fortschreiten die Fördertiefe. Man verwendet dann Ansatzstücke für das Seil, durch welche dasselbe verlängert oder verkürzt werden kann.

Sind abgesonderte von Körben ablaufende Seile in Verwendung, so kann man die ganze erforderliche Seillänge aufwinden und durch Umlegen nach Bedarf reguliren, welche Arbeit durch Anwendung eines beweglichen Korbes erleichtert wird.

Bei Gegengewichtsbremsen sind diese Vorkehrungen entbehrlich.

Bestandtheile der Maschine. Dazu gehören die Trommeln oder Scheiben zur Aufwindung des Seiles nebst ihrer Welle, dann die Bremse.

Sind abgesonderte Treibkörbe oder eine besondere Bremsscheibe in Verwendung, so hat man die Welle nach der grössten vorkommenden Seilspannung auf Torsion, die Körbe und die Bremsscheibe selbst so zu berechnen, wie bei Treibkörben und Bremsen der Förderdampfmaschinen angegeben ist; in den anderen Fällen haben diese Theile nur dem Druck der Seilwindungen Widerstand zu leisten. Damit das Seil auf einer Treibscheibe nicht gleite, muss die S. 323 angegebene Bedingung (8) erfüllt sein, wobei unter S die Spannung des nieder-, unter S_1 die des aufgehenden Seiles nächst der Scheibe zu setzen, und stets die relativen Gewichte der Körper zu berücksichtigen kommen. Von den Mitteln zur Vermehrung der Reibung ist besonders die Vergrösserung des vom Seil an der Scheibe umfassten Bogens in Anwendung.

Bei kleinen Lasten wird ein Rundbaum wie bei Haspeln angewendet, daher der Name Bremshaspel; in neuerer Zeit zieht man Scheiben oder kleine Spiralkörbe vor, bei welchen die Seile stets in denselben Vertikalebenen bleiben, auch Drahtseile besser anwendbar sind. Für grosse Leistungen sind Körbe, bei Bremsbergen auch Scheiben und bei Einlassmaschinen Bobinen im Gebrauch. Endlich kommen, doch oft nur wegen besserer Seilaufwindung, conische Körbe vor.

Die Bremse muss einen tangentialen Widerstand $\mathfrak{P}$ hervorrufen, dessen statisches Moment der grössten Differenz der statischen Momente von S und S_1 gleichzusetzen ist. Bei abgesonderten Seilen und Körben kann man auch den Fall eines Seilbruches berücksichtigen. Die Berechnung der Bremse erfolgt ganz wie bei Förderdampfmaschinen.

Bei den Haspeln besteht der Bremskranz aus Holz, sonst wird derselbe an den Umfang der Körbe oder Scheiben angegossen. Nur bei Bobinen ist eine abgesonderte Bremsscheibe nothwendig. Man

zieht die einfacheren Band- den Backenbremsen und die selbstthätigen den gewöhnlichen vor, weil erstere bequemer zu bedienen und auch sicherer sind, da eine Unachtsamkeit des Wärters nur die Folge haben kann, dass der ganze Apparat stehen bleibt. Wenn von verschiedenen Horizonten Wägen abzubremsen sind, so wird eine Leine von der (selbstthätigen) Bremse abwärts geführt, welche auf den einzelnen Horizonten mit Griffen versehen ist.

Aus denselben Gründen wie die selbstthätigen werden auch noch Bremsen angewendet, welche einen ununterbrochenen, mit der Geschwindigkeit des Ganges zunehmenden Widerstand erzeugen. Hieher gehören die Wasser- und Luftflügelbremsen. Die Bremswelle steht durch Räderumsetzung mit einer anderen Welle in Verbindung, an welcher radiale Flügel angebracht sind, die sich in der freien Luft oder in Wasser bewegen.

Seien A die Arbeitsgrösse, welche der Widerstand dieses Mittels pr. Sekunde consumirt, φ die Umfangsgeschwindigkeit der Flügel in der Entfernung x von der Axe, b die constante Breite eines Flügels, daher $b\,dx$ das Flächenelement des letzteren, z die Zahl der Flügel, und nimmt man den Widerstand des Mittels pr. Quadratmeter gleich $\beta\varphi^2$ Kil., wobei β einen durch Versuche zu bestimmenden Coëfficienten bedeutet, so ist

$$dA = z\varphi \,.\, \beta\varphi^2 \,.\, b\,dx.$$

Sind ferner v_1 die Umfangsgeschwindigkeit, l die Entfernung des äusseren Flügelendes von der Axe, so hat man

$$\frac{x}{l} = \frac{\varphi}{v_1},\ dx = \frac{l}{v_1}\,d\varphi,$$

$$dA = \beta z b \frac{l}{v_1}\,\varphi^3 d\varphi,$$

und wenn v_0 die Umfangsgeschwindigkeit der inneren Flügelenden bedeutet, so wird

$$A = \beta z b \frac{l}{v_1} \int_{v_0}^{v_1} \varphi^3\, d\varphi$$

$$A = \frac{\beta}{4} z b l \frac{v_1^4 - v_0^4}{v_1}.$$

Ist endlich μ das Verhältniss zwischen den Entfernungen der inneren und äusseren Flügelenden von der Axe, so hat man auch

$$v_0 = \mu v_1, \text{ daher}$$

$$A = \frac{\beta}{4} z b l v_1^3 (1 - \mu^4).$$

Da die Bremse auf die mittlere Last zu construiren ist, kommt das Seilgewicht ausser Betracht. Setzt man die Förderlast gleich L,

deren Geschwindigkeit gleich v, den Neigungswinkel der Bahn gleich α, und nimmt an, dass durch Nebenhindernisse 20% der von der Förderlast produzirten Arbeit aufgezehrt werden, so ergibt sich der an die Bremse übertragene Effekt gleich

$$0{\cdot}8\, v\, L \sin\alpha,$$

welcher Werth gleich A zu setzen ist. Es wird folglich

$$0{\cdot}8\, v\, L \sin\alpha = \frac{\beta}{4}\, z\, b\, l\, v_1^3\, (1 - \mu^4),$$

und aus dieser Gleichung erhält man den äusseren Flügelhalbmesser

$$l = \frac{3{\cdot}2\, v\, L \sin\alpha}{\beta\, z\, b\, v_1^3\, (1 - \mu^4)}.$$

Ist R der Aufwindungshalbmesser des Seiles, so hat man die Winkelgeschwindigkeit der Bremswelle gleich $\frac{v}{R}$; die der Flügel ist $\frac{v_1}{l}$, daher das erforderliche Umsetzungsverhältniss

$$n = \frac{v_1}{l}\,\frac{R}{v} = \frac{R}{l}\,\frac{v_1}{v}.$$

Für Luftflügel kann man bei einer relativen Schwere der Förderlast $L \sin\alpha = 500$ bis 700 Kil. die Geschwindigkeit $v_1 = 20^m$, die Breite der Flügel $b = 0{\cdot}6$ bis 1^m, deren Zahl $z = 2$ setzen und die Flügel bis zur Axe verlängern, wobei $\mu = 0$ wird. Unter diesen Verhältnissen ist im Mittel $\beta = 0{\cdot}2$.*) Der mittlere Widerstand pr. Flächeneinheit beträgt also $0{\cdot}2\,\varphi^2$ Kil. und ist ungefähr dreimal so gross als der Druck, welcher der Geschwindigkeitshöhe entspricht, und sich im Werthe

$$1{\cdot}25\, \frac{\varphi^2}{2g} = 0{\cdot}07\, \varphi^2$$

ergibt, wenn man das Gewicht der Luft gleich 1·25 Kil. pr. Cubikmeter setzt. Es steht diese Erfahrung nicht im Widerspruch mit den anderwärts über den Widerstand des Mittels gemachten Beobachtungen.

Bei den Vordernberger Wasserflügelbremsen ist $v = 2{\cdot}53^m$, $L = 4500$ Kil., $\alpha = 13^0 40'$, $z = 4$, $b = 0{\cdot}394^m$, $v_1 = 4{\cdot}96^m$, $\mu = 0{\cdot}533$ und $l = 1{\cdot}185^m$, daher $\beta = 41$, also der Widerstand pr. Flächeneinheit $= 41\,\varphi^2$, kleiner als der aus der Geschwindigkeitshöhe resultirende

$$1000\, \frac{\varphi^2}{2g} = 51\, \varphi^2.$$

*) Vergl. die Versuche des Prof. v. Miller, Jahrb. der Bergakademieen 1863, 12. Bd. S. 223.

Die Wasserbremsen erfordern eine etwas complicirtere Einrichtung, dafür kleinere Flügel als die Luftbremsen. Bei beiden Arten ist die Länge der Flügel durch abnehmbare Brettstücke leicht regulirbar. Nebst diesen Apparaten ist aber stets noch eine gewöhnliche Bremse zur beliebigen Aenderung des Ganges und zum Anhalten nothwendig.

Anordnung. Die in der Grube aufgestellten Bremsapparate bleiben meist nur kurze Zeit an derselben Stelle, sollen daher leicht zu zerlegen und zu transportiren sein. Auch in dieser Hinsicht entsprechen Scheiben meist besser als Körbe; die Axe derselben kann senkrecht zur Neigung des Bremsberges gestellt werden.

Fig. 633 zeigt einen Bremshaspel.*) Auf dem Rundbaum *a*, in Fig. 634 besonders dargestellt, ist die hölzerne, am Umfang mit einer Eisenschiene bedeckte Bremsscheibe *c* befestigt, gegen welche der Bremsbacken mittelst des Handhebels *e* gedrückt wird. Die Drehpunkte der beweglichen Theile befinden sich an fest eingesetzten Stempeln.

Eine Saarbrückener Bremsvorrichtung ist in Fig. 619 skizzirt. Der ganze Apparat ist an zwei gut verstrebten Schwellen *s* befestigt und besteht aus einem schmalen Korb *a* mit weit vorspringenden Rändern, auf welchem sich ein Bandseil *b* für den Förderwagen aufwindet. Der Korb *a* ist aufgekeilt und einerseits ein kleinerer Spiralkorb für das Seil b_1 des Gegengewichtes, anderseits der Bremskranz daran festgeschraubt; *d* ist der Bremshebel. Die Lager der Welle befinden sich an zwei leichten gusseisernen Ständern und zwischen diesen die Ständer zur Befestigung des Bremsbandes und Hebels.

Für eine Bremse mit Scheibe zur Aufwindung des Seiles geben Fig. 623 und 622 ein Beispiel.**) Der Apparat ist an einem besonderen Gerüst befestigt, die Axe der Seilscheibe senkrecht zur Bahnneigung gestellt, die doppelte Bandbremse wird mittelst des Hebels *h* angezogen.

Einen zu Leoben ausgeführten Bremsberg zeigen Fig. 625 und 624.***) Das Seil ist um die Seilscheibe *a* $1^1/_2$ mal herumgelegt, dann an die Leitscheibe *b* und über zwei kleine Rollen *l* geführt. Eine bei *g* aufgestellte Rolle stützt das obere Seil und verhütet dessen Gleiten am unteren bei der Kreuzung. Die Bremsscheibe ist mit *a* aus einem Stück gegossen, die Bandbremse wird durch eine

*) Ponson's „Steinkohlenbergbau", deutsch v. Hartmann, S. 650.

**) Ebendas. S. 652.

***) Jahrb. der k. k. Bergakademieen 1854, 4. Bd. S. 203.

mit entgegengesetzten Gewinden versehene Stange mit Handkurbel angezogen.

Um das aus einem Stück bestehende Bremsband an seinem Ort zu erhalten, sind mit demselben Stifte *e* verbunden, welche zwischen je zwei am Gerüst feste Bolzen greifen. Die Art des Einbaues mittelst Holzbalken ist aus der Zeichnung ersichtlich; der Einschnitt *d* gestattet die freie Bewegung der Handkurbel.

Eine sehr compendiöse Einrichtung besitzt der Bremsapparat Fig. 617 und 618 von M. E. Gruner*), für Wagenladungen von 6 bis 700 Kil. bestimmt. Das Seil läuft über eine hölzerne Rolle *a*, welche zwischen der Blechscheibe *d* und der gusseisernen Bremsscheibe *c* eingeschlossen und mit denselben durch 4 Schrauben verbunden ist. Der Bolzen *o*, welcher die Drehungsaxe bildet, ist durch den schmiedeisernen Bügel *b* gesteckt. Die Scheiben sind von der Hülse *h* umschlossen, welche durch die Bänder *t* mit dem Bügel *b* in Verbindung steht. Um den Apparat zu befestigen, wird ein 3 Cent. starker Bolzen in ein $0{\cdot}6^m$ tiefes Bohrloch an der Sohle getrieben, und über diesen Bolzen der am Bügel *b* befindliche Ring *e* geschoben, so dass der Apparat, die Blechscheibe *d* nach unten gekehrt, am Boden zu liegen kommt. Die Scheibe *d* besitzt einen grösseren Durchmesser, um das ungespannte Seil zu stützen, und ist am Rande abwärts gebogen, damit das Seil nicht an deren Kante schleift. Aus demselben Grunde ist die Hülse *h*, welche das Ausspringen des Seiles verhütet, an den Enden ausgeweitet, wie Fig. 618 zeigt. Die Bremse besteht aus dem Holzbacken *n*, welcher durch den $0{\cdot}8^m$ langen Hebel *p* angedrückt wird. Der Apparat wiegt 150 Kil.

Die im Folgenden beschriebenen Bremsberge dienen zur Tagförderung. Von der Einrichtung Fig. 632, bei welcher drei Luftflügel *l* den Gang reguliren, war bereits S. 363 die Rede. Bei der Luftflügelbremse in der Lölling in Kärnten Fig. 663, welche Lasten von 1800 Kil. auf einer unter 22° geneigten Bahn fördert, sind die zwei conischen Körbe *k* durch Kegelräder gekuppelt, so dass beide Seile als Oberseile abgehen. An der Welle des Getriebes *e* befinden sich die zwei Luftflügel *l*. Der eine Korb kann sammt Welle verschoben und dadurch ausser Verbindung mit dem Getriebe *e* gebracht werden; mittelst der Handkurbel *a* lässt sich dann der zweite Korb drehen und auf diese Weise die Seillänge reguliren. Die Hilfsbremse ist ein Holzbacken *n*, welcher durch eine Schraubenstange gegen die Korbkränze gedrückt wird.

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1855/6, 1. Bd. S. 408.

Bei der Wasserflügelbremse zu Vordernberg in Steyermark Fig. 655 sind ebenfalls conische Körbe im Gebrauch, welche durch einen angeschraubten Zahnkranz *z* mit der Welle *a* in Verbindung stehen. An dieser befinden sich oben der hölzerne Kranz *n* für eine Backenbremse, unten die 4 Flügel *w*, die sich in einem mit Wasser gefüllten Behälter drehen. Damit das Wasser an dieser Bewegung weniger theilnimmt, sind im Behälter noch radiale Wände *d* eingesetzt. Am Bremsrad *n* befinden sich aufragende Zapfen, in welche das Seil einer Winde eingehängt werden kann, um die Aufzugshöhe zu reguliren. Die Körbe haben $2{\cdot}65^{m}$ kleinen und $3{\cdot}02^{m}$ grossen Halbmesser, die Bahn 400^{m} Länge und 13^{0} Neigung, die Fördergeschwindigkeit beträgt 2^{m}, die Ladung 4500 Kil. Die Bahn ist einfach und nur in der Mitte getheilt (vergl. „Bahnen" im Abschn. IV).

Zum Tagtransport der Eisenerze der Grube St. Léon in Sardinien (vergl. S. 357) dienen drei Bremsberge von 100, 280 und 150^{m} Länge und beziehungsweise 0·455, 0·38 und 0·516 Neigung. Den Bremsapparat zeigen Fig. 639 und 640. Zur Aufwindung des Seiles dient ein Treibkorb *t*, über welchen dasselbe in 4 bis 5 Windungen geschlagen ist, ähnlich wie beim Rundbaum eines Haspels. Das Oberseil wird durch die Rolle *r*, das Unterseil durch die Rolle *u* in einen bedeckten Kanal geführt, ober dem sich der Anschlagplatz befindet. In der weiteren Fortsetzung werden beide Seilstücke durch drei Rollen *n* in unveränderter Lage erhalten und gelangen erst am Anfang des Bremsberges auf die Oberfläche der Bahn. Die Bandbremse wird in der aus Fig. 639 ersichtlichen Art durch den Hebel *h* angezogen. Um ein regelmässiges Fortschreiten der Seilwindungen zu bewirken und das Ueberschlagen derselben zu hindern, läuft jedes Seilstück nächst dem Korb zwischen zwei Rollen, die an Schlitten $s\,s_1$ befestigt sind, welche sich auf entsprechend geformten Trägern parallel zur Korbaxe bewegen. Der untere von diesen Trägern ruht auf einem Holzbalken *p*, der obere auf zwei an der Mauer des Bremshauses befestigten Supporten *q*. Fig. 620 u. 621 zeigen den unteren Schlitten *s*. Der Träger *c* desselben ist an der Oberseite mit einer Rinne versehen, in welcher sich eine Schraubenspindel befindet, die durch Muttergewinde in einem Ansatz des Schlittens geht. Die Spindel ist an den Stirnseiten des Trägers *c* gelagert und an dem einen vorragenden Ende derselben eine kleine Riemenrolle befestigt. Aehnlich ist die Einrichtung des Schlittens für das Oberseil. Die zwei kleinen Riemenrollen werden durch grössere *a* Fig. 639 an der Treibkorbwelle bewegt. Hienach ist klar, dass bei der abwechselnden Drehung des Korbes die Seilwindungen

an demselben entsprechend fortgeführt werden. Die Durchmesser der grossen und kleinen Riemenrollen müssen sich verhalten wie die Seildicke zur Ganghöhe der Schraubenspindel. An der seitlichen Bewegung der Schlitten nehmen nur die Seilstücke vom Korb bis zu den Rollen *n* Theil.

Es wird mit Gestellwägen von 980 Kil. Gewicht gefördert, welche je einen 1330 Kil. schweren Förderwagen mit 3000 Kil. Ladung aufnehmen.

Fig. 665 und 666 zeigen im Auf- und Grundriss die Einrichtung des Bremsberges, welcher die Pochgänge des Orlaer-Bergbaues bei Verespatak in Siebenbürgen zur Aufbereitungswerkstätte schafft und von Jucho ausgeführt wurde.*) Die Länge des Bremsberges beträgt 570^m, seine Neigung $10^1/_6$ Grade, die Förderung erfolgt mit Seil ohne Ende. Dieses läuft im Bremshause *A* in $1^1/_2$ Windungen über die Scheibe *a*, dann durch einen überdeckten Kanal und über zwei grössere Rollen *s* auf die schiefe Ebene, endlich über die Leitscheibe *l*, die auf einem Karren mit geneigter Bahn steht, um das Seil gespannt zu erhalten. Nächst der Scheibe *a* geht das eine Seilstück über eine Leitrolle *r*, das andere unter einer solchen durch, um das Ueberschlagen der Windungen besser zu verhüten; im Uebrigen erfolgt die Leitung durch Rollen, die in 6^m Abstand angebracht sind. Die Bremse besteht aus zwei Holzbalken, welche durch Drehung der vertikalen hölzernen Welle *w* mittelst des Handhebels *h* gegen die grosse Bremsscheibe *b* gedrückt und durch an Schnüren hängende Gewichte gelüftet werden. Der Bremser steht in der oberen Etage des Bremshauses und übersieht durch ein Fenster den Anschlagplatz, durch eine Oeffnung im Boden die Seilscheibe *a*. Die Zufuhr der vollen Wägen erfolgt mit Pferden auf einer einfachen Bahn, die sich in der Nähe des Bremshauses gabelt und durch eine Krümmung auf den Anschlagplatz übergeht. Der Wagen wird in das Häuschen *B* bis zu dem Schlagbaum *c* geschoben, mittelst der S. 315 beschriebenen Seilkatze und einer etwas längeren Kette von dem auf der Bühne *p* stehenden Arbeiter an das Seil gehängt, und nach Wegziehen des Schlagbaumes auf die geneigte Bahn gestossen. Beim Betrieb zeigte sich, dass erst bei 4 gleichzeitig bewegten vollen Wägen deren Uebergewicht über 4 leere ausreicht, um den Apparat in Gang zu setzen. Daher werden die einzelnen Wägen in Abständen gleich $^1/_4$ der Bahnlänge, und bei Beginn der Förderung der erste leere Wagen zugleich mit dem zweiten vollen eingehängt.

*) „Erfahrungen“ 1855, S. 17.

Das Wagengewicht ist *W* 450 Kil., das der Ladung $L = 1011$ Kil., die Fördergeschwindigkeit 1^m.

Bei der Tagförderung von Portes nach der Levade*) im Gard-Departement werden die Kohlen zuerst mittelst Dampfmaschinen über zwei durch eine kurze nahe horizontale Strecke verbundene Rampen von 188^m gesammter Vertikalhöhe aufwärts bewegt. An das Ende *A* Fig. 664 der oberen Rampe schliessen sich zwei Bahnen *AC* und *AB* mit entgegengesetzter Neigung von 0·015, und an diese der Bremsberg *CD*. Die vollen Wägen rollen selbstthätig unter Anwendung der Bremse von *A* bis *C*, werden dort zu dreien an das Seil der bei *B* stehenden Bremsmaschine gehängt und bis *D* niedergelassen, während gleichzeitig drei leere über *DC* aufsteigen und nebstdem die früher aufgezogenen drei von *C* nach *B* gelangen. Zu diesem Zwecke sind auf der Welle des Bremsapparates nebst zwei Spiralkörben für die Bandseile des Bremsberges noch kleinere Körbe mit Rundseilen aufgesteckt, an deren Enden Karren hängen. Das sich aufwickelnde Rundseil zieht die erwähnten drei leeren Wägen von *C* bis *B*, während das andere durch das Gewicht des Karrens abgewickelt wird, um beim nächsten Zug wieder Wägen aufzuholen. Damit die Bandseile mit den Wägen auf *BC* nicht in Collision kommen, sind sie längs dieser Strecke über Rollen geführt, die auf Gerüsten von genügender Höhe liegen.

An den Punkt *D* schliessen sich zwei wie *AB* und *AC* geneigte Bahnen und an diese ein zweiter Bremsberg von gleicher Einrichtung wie der obere.

Die Bremsberge haben eine Vertikalhöhe von 160 und 150^m, eine Länge von 590 und 532^m und eine von 0·2 bis 0·3 variirende Neigung. Die mittlere Fördergeschwindigkeit ist $3{\cdot}5^m$, das Wagengewicht 1800 Kil., die Ladung 4000 Kil. Die Länge *AC* beträgt 2400, die auf *D* folgende bis zum unteren Bremsberg 2700^m.

Fig. 660 zeigt eine von Prof. v. Miller construirte Maschine mit Luftflügelbremse, zum Einlassen der Versatzberge auf der Kohlengrube im Seegraben bei Leoben angewendet.**) Der Tagkranz des Schachtes befindet sich 20^m höher als der Zuführungsstollen für die Versatzberge, daher der Treibkorb *t* unmittelbar ober dem Schacht gelagert und ein einziges Seil wie bei einem Haspel aufgelegt ist, an dessen Enden zwei Förderschalen hängen. An der einen Treibkorb-

*) Burat, das Material des Steinkohlenbergbaues, deutsch v. Hartmann, S. 371.

**) Jahrbuch der k. k. Bergakademieen 1863, 12. Bd. S. 219.

scheibe ist ein Bremskranz, an der anderen ein Kranz *b* für Holzzähne angegossen, welche mittelst weiterer Umsetzung die zwei hölzernen, durch eiserne Rahmen mit ihrer Welle verbundenen Luftflügel *l* in Bewegung setzt. Das Handrad *h*, dessen Spindel gewöhnlich ausgerückt ist, kann zur Vollendung des Hubes der aufgehenden Schale benützt werden.

In Fig. 657 bis 659*) ist eine von J. Roche auf den Gruben von Decazeville ausgeführte Ablassmaschine für Versatzberge dargestellt. Es sind dabei Bandseile in Verwendung, welche von den Bobinen *a* über Seilscheiben zu den Schalen laufen. Die vollen Wägen werden von der Seite *A* her auf die Schale geschoben, die leeren nach der anderen Seite gezogen und durch das Thor *T* aus dem Maschinengebäude entfernt. Zwei Schachtgitter *d*, welche mit Gegengewichten *g* in Verbindung stehen und durch die aufsteigende Schale gehoben werden, hindern das Einschieben des vollen Wagens in den Schacht vor Anlangen der Schale. Die Bremse, eine selbstthätige Bandbremse, wird durch den Handhebel *h* gelüftet, der mit einem Zapfen unter den belasteten Bremshebel *q* greift. Die Aufzugshöhe wird dadurch regulirt, dass man die Lager der Treibkorbwelle verschiebt. Dieselben sind mit Schraubenstangen verbunden, welche durch die mit Gewinden versehenen Naben der conischen Räder *c* Fig. 659 gehen. Letztere werden durch Getriebe mittelst des Handrades *n* bewegt. Wenn die Schale um eine Höhe *H* zu wenig aufgestiegen ist, dreht man das Handrad bei angezogener Bremse so lange, bis beide Schalen um $^1/_2$ *H* gehoben sind und lüftet dann die Bremse, wodurch beide Schalen an den richtigen Ort gelangen. Bei der genannten Verschiebung gleitet der Bremshebel *q*, dessen Drehpunkt sich an dem einen verlängerten Lager der Korbwelle befindet, auf dem Zapfen des Handhebels *h*.

Benützung von Gegendampf zum Bremsen. Beim Einlassen von Materialien oder Versatzbergen mittelst einer Förderungsdampfmaschine kann durch Gegendampfgeben gebremst werden.

Die Schwierigkeiten, welche bei Einlassmaschinen für grosse Lasten und Schachttiefen die Construktion einer zweckmässigen Bremse und die Regulirung der Aufzugshöhe verursacht, sind Veranlassung, dass man in neuerer Zeit das Bremsen mit Gegendampf selbst dann in Anwendung bringt, wenn die Förderung nach abwärts allein Bedürfniss ist. Es ist dazu eine Dampfmaschine sammt Kesseln nothwendig, deren kostspielige Anlage man dadurch rechtfertigt, dass die

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1861/2, 7. Bd. S. 467.

Maschine im Nothfalle auch aushilfsweise zur Förderung aufwärts und zur Wasserhaltung, zur Hebung von Menschen u. s. w. benützt werden kann, und dass sie die in den Pausen nothwendigen Bewegungen der Schale wie bei gewöhnlichen Fördermaschinen, also auf die einfachste Weise auszuführen gestattet. Die Einrichtung muss so getroffen werden, dass keine Luft, sondern nur Dampf in die Kessel gepumpt werden kann. Die letzteren verbrauchen während des currenten Betriebes keinen Brennstoff, weil die durch Compression des Dampfes entwickelte Wärme mehr als hinreichend ist, um die Verluste durch Ausstrahlung u. s. w. zu ersetzen.

So wird u. A. auf dem Schachte Magny zu Blanzy*) das Einlassen der Versatzberge durch Gegendampf regulirt, und zwar nach der S. 206 unter a) angegebenen Methode; der dort erwähnte Behälter ist ein unterirdischer Canal, welcher durch eine kleine für den Austritt des Condensationswassers und Dampfes dienende Oeffnung mit der freien Luft communicirt. Da zu Anfang und Ende des Aufzuges die Maschine als Kraftmaschine wirkt, um die Bewegungen der Schale zu vollführen, wird in den Behälter so viel Dampf abgeblasen, dass das Ansaugen von Luft beim Gegendampfgeben verhütet ist.

Verwendung der Arbeit der Schwere. Die vom Gewicht der niedergehenden Last produzirte Arbeit wird durch die Bremse aufgezehrt. Es entsteht die Frage, ob diese Arbeit nicht auf irgend eine Art nutzbringend zu verwenden wäre?

Eine solche Verwendung findet in der That auf den Saarbrückener Gruben statt.**) Auf dem Bremsberg *A B* Fig. 661 werden stets drei volle und drei leere Wägen auf einmal bewegt. Das Uebergewicht der ersteren reicht aus, um gleichzeitig in der einfallenden Strecke *B C* einen vollen Wagen auf- und einen leeren abwärts zu bewegen, welche Wägen mit Hilfsseilen an die des Bremsberges gehängt werden. Eine starke Bühne *a* schützt die Strecke *B C* gegen die in Folge eines Seilbruches vom Bremsberg abrollenden Wägen.

Der Bremsberg muss dabei gleiche Länge mit der einfallenden Strecke besitzen. Die Nothwendigkeit dazu fällt jedoch weg, wenn man für die Seile der einfallenden Strecke besondere Körbe auf die gemeinschaftliche Welle legt; die Seile können an den Seitenwänden des Bremsschachtes herabgeführt werden. In dieser Art ist ein

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1868, 13. Bd. S. 376.

**) Preuss. Zeitschrift 1861, 9. Bd. S. 186.

Bremsberg auf der Kronprinz Friedrich Wilhelm-Grube eingerichtet*), wo zu einem Aufzug auf der einfallenden Strecke zwei Züge am Bremsberg nothwendig sind; während des ersten gelangen beide Wägen der Strecke *B C* Fig. 661 bis zu deren Mitte, werden dort ausgewechselt und durch den nächsten Zug an's Ziel gebracht. Selbstverständlich werden solche Fördermethoden nur selten anwendbar sein.

Die Einförderung von Versatzbergen zur Hebung gewonnener Produkte zu benützen, stösst auf mehrfache Schwierigkeiten. Einmal ist das zu hebende Quantum bei einem Grubenbau doch stets grösser als das einzulassende, daher eine Maschine zur Förderung aufwärts nothwendig. Wenn nun diese nach Bedarf auch zum Einlassen benützbar wäre, so wird ihr Aufstellungsort beiden Zwecken zugleich nur dann günstig sein, wenn die vortheilhaftesten Wege für beiderlei Fördermassen in dem einen Schachte zusammentreffen. Benützt man ferner für die Versatzberge andere Wägen als für die zu hebenden Produkte, z. B. Kohlen, so müsste auf der niedergehenden Schale stets ein voller Versatz- und ein leerer Kohlenwagen, auf der emporsteigenden ein leerer Versatz- und ein voller Kohlenwagen stehen, oder es wären abwechselnd nur volle und leere Wägen zu bewegen. Sind dagegen letztere von einerlei Construktion, so hätte man dieselben nach erfolgtem Stürzen der einen Fördermasse sowol ober Tags als in der Grube nach dem Gewinnungsort der anderen zu führen, dort zu beladen und wieder zum Schachte zurück zu schaffen. In dem letzteren Falle bewegen sich dann stets nur volle Wägen. Diese verschiedenen Förderungen wären jedoch schwer in guten Einklang zu bringen und dürften auf praktische Hindernisse stossen. Daher pflegt man, selbst wenn derselbe Schacht zum Ausfördern und zum Einlassen von Versatz benützt wird, diese beiden Arbeiten nur abwechselnd auszuführen.

Endlich könnte man durch die Welle der Seilscheibe oder Trommel einen Apparat bewegen lassen, der Luft comprimirt oder Wasser in ein höher gelegenes Reservoir hebt und dadurch die Betriebskraft für andere Zwecke, z. B. für die Aufbereitung ansammelt. Bisher scheint indessen keine derartige Einrichtung in Verwendung gekommen zu sein.

*) Preuss. Zeitschrift 1862, 10. Bd. S. 207.

Literatur.

In den Werken von Combes und Ponson sind mehrere Brems-Anlagen beschrieben. Burat's „Material des Steinkohlenbergbaues" enthält Beschreibung sammt Zeichnungen der Rampenförderungen bei Charleroi und von Portes nach der Levade.

Bremsberg zu Hieflau, „Erfahrungen" 1854, S. 17; Bremsberge in Preussen, Preuss. Zeitschrift 1855, 2. Bd. S. 375; mit Gegengewicht, Revue universelle 14. Bd. S. 20; zu Saarbrücken, Preuss. Zeitschrift 1856, 3. Bd. S. 186; zu Blanzy, Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1857/8, 3. Bd. S. 269; über Bremsberge, Preuss. Zeitschr. 1860, 8. Bd. S. 188; 9. Bd. S. 186; 10. Bd. S. 207 und 60; Einlassmaschine, B. u. h. Zeitung von Kerl u. Wimmer 1865, S. 182; Bremsberge in Westphalen, Freiberger Jahrb. 1867, S. 221; Einlassmaschine von Servier, Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1868/9, 14. Bd. S. 379; über Bremsberge, Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Bd. S. 76.

VI. Fahrkünste.

Das Ausfahren und selbst auch das Einfahren durch die Schächte nimmt bei tieferen Gruben so viel Zeit und Mühe in Anspruch, dass die Leistung der Bergleute erheblich vermindert wird, deren Gesundheit leidet und die Unfähigkeit zur Arbeit sich früher einstellt. Es ist daher nicht nur durch Gründe der Humanität geboten, sondern auch im eigenen Interesse des Grubenbesitzers gelegen, die zur Bewegung durch die Schächte nothwendige körperliche Anstrengung durch Maschinenkraft zu ersetzen. Dazu wird entweder die vorhandene, ausnahmsweise eine besondere Fördermaschine mit Seilen und den entsprechenden, im II. Abschnitte beschriebenen Fördergefässen, oder eine Fahrkunst benützt.

Diese Art von Apparaten, welche zuerst im Jahre 1833 vom damaligen Berggeschwornen Dörell am Harz zur praktischen Ausführung gebracht wurde, unterscheidet sich von den sonstigen Fördermaschinen dadurch, dass statt der continuirlich bewegten Treibseile Gestänge angewendet sind, die eine wechselnd auf- und niedergehende Bewegung erhalten und die Hebung absatzweise vollbringen. Die Fahrenden stehen auf kleinen an den Gestängen befestigten Bühnen, Tritten, und haben nur horizontale Bewegungen auszuführen, welche im Uebersteigen von einem Tritt auf den nebenliegenden bestehen

Systeme der Fahrkünste.

Der Fahrende wird bei jedem Doppelhub der Gestänge ein- oder zweimal um die Hubhöhe weiter bewegt, daher man einfach- und doppeltwirkende Fahrkünste unterscheiden kann; erstere sind mit einem, letztere mit zwei Gestängen versehen. Nebstdem kommen Apparate vor, welche als Verbindungen mehrerer Fahrkünste zu betrachten sind und combinirte Fahrkünste heissen sollen.

Ferner sind die Gestänge entweder durch Kurbeln und Schubstangen mit einer sich gleichförmig drehenden Welle in Verbindung oder die rotirenden Theile fehlen; im letzteren Falle erfolgt der Betrieb stets durch eine Dampfmaschine, deren Kolben seine Bewegung ungeändert auf die Gestänge überträgt. Man kann daher Fahrkunstmaschinen mit und ohne Rotationsbewegung unterscheiden.

Einfachwirkende Fahrkünste. Am Gestänge *g* Fig. 642 sind die Tritte *abc*.., im Schachte feste Bühnen *ABC*.. angebracht. Der Ausfahrende besteigt bei der gezeichneten tiefsten Stellung des Gestänges den Tritt *a*, wird von demselben bis zum Niveau der ersten festen Bühne *A* gehoben, tritt auf diese über und wartet, bis das Gestänge den Niedergang beendet hat; danach steigt derselbe auf *b*, wird beim folgenden Aufgang des Gestänges bis zur Höhe von *B* gehoben u. s. w. Während der erste Mann von *A* nach *b* tritt, begibt sich ein zweiter auf *a*, so dass successiv alle Tritte besetzt werden; der Niedergang der Gestänge erfolgt stets leer. Mit dem Uebersteigen von *z* nach *Z* ist die Ausfahrt beendet.

Beim Einfahren tritt der auf *Z* stehende Mann bei der höchsten Stellung des Gestänges nach *z*, und es erfolgen der Reihe nach der Niedergang bis zum Niveau von *Y*, Uebertritt auf *Y*, Aufgang des Gestänges, Uebertritt nach *y* u. s. w.

Man sieht, dass bei dieser Einrichtung die Hubhöhe der Entfernung der Tritte gleich sein muss.

Hat ein Mann das Uebertreten versäumt, so ergibt sich keine erhebliche Störung, wenn derselbe den folgenden Doppelhub abwartet. Sollte z. B. der auf *c* befindliche Ausfahrende bei der höchsten Stellung des Gestänges nicht nach *C* übergetreten sein, so bleibt derselbe während des folgenden Nieder- und Aufganges auf *c* stehen und tritt dann nach *C* über. Die Folge davon ist, dass der auf *B* stehende nicht nach *c* übertreten kann, sondern den

zweiten Doppelhub, der Mann auf b den dritten abwarten muss u. s. w. Es entsteht also eine bis zum unteren Gestäng-Ende sich fortpflanzende Unterbrechung, welche jedoch die gesammte Fahrzeit um nicht mehr als die Dauer eines Doppelhubes vergrössert.

Bezeichnen t die Dauer der Fahrt eines Mannes, z die Zahl der gleichzeitig auf einem Tritt Stehenden, T die Gesammtzeit der Fahrung für Z Mann, n die Zahl Doppelhube des Gestänges pr. Minute, h die Hubhöhe und H die Schachttiefe, so ist die Dauer eines Doppelhubes gleich $\frac{60}{n}$; die Zurücklegung der Höhe H fordert $\frac{H}{h}$ Doppelhube, daher ergibt sich die Fahrzeit eines Mannes

$$(1) \quad \ldots\ldots\ldots \quad t = \frac{H}{h}\frac{60}{n}.$$

Die Fahrzeit der ersten z Mann ist t; für die folgenden $Z - z$ Mann sind

$$\frac{Z-z}{z} = \frac{Z}{z} - 1$$

Doppelhube nothwendig, da bei jedem Doppelhub z Mann die Fahrkunst verlassen; daher wird die Gesammtdauer der Fahrung, zugleich Bewegungsdauer der Maschine

$$(2) \quad . \; . \quad T = t + \left(\frac{Z}{z} - 1\right)\frac{60}{n} = \frac{60}{n}\left(\frac{H}{h} + \frac{Z}{z} - 1\right).$$

Die Zahl M der gleichzeitig am Gestänge Befindlichen ist, da nach der Figur $\frac{H}{h}$ Tritte vorhanden sind,

$$(3) \quad \ldots\ldots\ldots \quad M = z\frac{H}{h}.$$

Steht auf jedem Tritt nur 1 Mann, so wird $z = 1$, daher

$$T = \frac{60}{n}\left(\frac{H}{h} + Z - 1\right),$$

$$M = \frac{H}{h}.$$

Das Ein- und Ausfahren muss nicht abgesondert, sondern kann auch gleichzeitig stattfinden, wodurch an Zeit und bei Maschinen mit Rotationsbewegung auch an Betriebskraft gespart wird, weil die vom Gewicht der Einfahrenden produzirte Arbeit durch die Schwungmassen der Maschine aufgenommen und zur Hebung der Ausfahrenden nutzbar gemacht werden kann. Die Ein- und Ausfahrenden müssen dabei nach jedem Hub ihre Plätze wechseln. Dieser Wechsel sollte aber zur Vermeidung von Unfällen nur in der Art stattfinden,

dass man, wie Fig. 643 im Grundriss andeutet, den Tritten die doppelte Breite gibt, dieselben durch Geländer, die beweglichen auch durch das Gestänge, in zwei Hälften für die Ein- und Ausfahrenden sondert, und die ersteren auf E und e, die letzteren auf a und A verkehren lässt; oder dass man mindestens nach Fig. 644 feste Tritte $f_1 f_2$ auf beiden Seiten der beweglichen b anordnet, wobei z. B. nach dem Gestänge-Aufgang der Ausfahrende sich von b nach f_2 begibt, der Einfahrende demselben von f_1 nach b folgt u. s. w.

Doppeltwirkende Fahrkünste. Bei diesen fallen die festen Tritte weg und erfolgt der Uebergang nur zwischen den beweglichen Tritten der beiden Gestänge, welche entgegengesetzte Bewegung erhalten. Die Hubhöhe wird halb oder ebenso gross genommen als die Entfernung der Tritte.

a) Bei einem Abstand der Tritte gleich der Hubhöhe Fig. 647 besteigt der Ausfahrende den Tritt A und wird bis B gehoben, während zugleich b bis a niedergeht, daher der Uebertritt nach b stattfindet; beim nächsten Hub kommen b und C in gleiches Niveau, daher nach C übergetreten wird, von da nach d u. s. w. Die Reihenfolge der zu besteigenden Tritte ist also $A b C d$.., der Fahrende gelangt an jedem Gestänge nur auf die abwechselnden Tritte und verlässt schliesslich das Gestänge G, wenn die Gesammtzahl der Tritte ungerad, oder g, wenn sie gerad ist.

Es kann daher auch gleichzeitig eingefahren werden, ohne mit den Ausfahrenden in Collision zu kommen. Letztere passiren nämlich, wenn sie z. B. vom Gestänge g abtreten, zuletzt die Tritte ..$x Y z$; die Einfahrenden können daher bei der höchsten Stellung des Gestänges G auf Z steigen, gelangen auf $y X$.., bewegen sich also nur auf den von den Ausfahrenden nicht berührten Tritten.

Behält man die oben gebrauchten Bezeichnungen bei, so erhält man, da bei jedem Doppelhub der Weg $2h$ zurückgelegt wird, die Fahrtdauer eines Mannes

$$(4) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad t = \frac{H}{2h}\frac{60}{n} = \frac{H}{h}\frac{30}{n},$$

und da die auf die ersten z folgenden $Z - z$ Mann wieder $\frac{Z - z}{z}$ Doppelhube erfordern, wird die gesammte Fahrzeit

$$(5) \quad . \quad . \quad T = t + \frac{60}{n}\left(\frac{Z}{z} - 1\right) = \frac{60}{n}\left(\frac{H}{2h} + \frac{Z}{z} - 1\right),$$

kleiner als bei der einfachwirkenden Fahrkunst. Die Gesammtzahl der gleichzeitig auf einem Gestänge Befindlichen ist,

(6) $M = z\frac{H}{2h}$.

Wird blos ein- oder ausgefahren, so kann man T vermindern, indem man die Einfahrenden abwechselnd auf Z und z, die Ausfahrenden auf a und A aufsteigen lässt. Dabei ist M doppelt so gross als nach (6).

Bei gleichzeitiger Ein- und Ausfahrt wird T abgekürzt, M ebenfalls verdoppelt, indem man, wie Fig. 648 im Grundriss andeutet, den Tritten doppelte Breite gibt und dieselben durch das Gestänge oder besondere Scheidewände in zwei Theile sondert, von welchen die an der Seite I liegenden von den Ausfahrenden, die anderen von den Einfahrenden benützt werden; erstere besteigen abwechselnd die Tritte a und A, und gelangen daher Fig. 647 nach $aBcD$. . . oder nach $AbCd$. . ., die Einfahrenden verkehren ähnlich auf der Seite II. Die Fahrkunst leistet nun dasselbe wie zwei der obigen Art, bei deren jeder die Gesammtzahl Z der Fahrenden auf die Hälfte reduzirt ist, es ergibt sich daher die Dauer T, indem man in (5) $\frac{Z}{2}$ statt Z setzt; hiemit wird

$$T = \frac{60}{n}\left(\frac{H}{2h} + \frac{Z}{2z} - 1\right);$$

dieser Werth, mit (5) verglichen, zeigt, dass die vorige Anordnung das gleiche Resultat erzielt, wenn dabei die Zahl z der auf einem Tritt Stehenden, daher die Grösse des letzteren verdoppelt wird. Der Unterschied besteht nur darin, dass in einem Fall stets 1 Mann auf jedem Tritt, im anderen 2 Mann auf jedem 2ten Tritt stehen.

b) Ist der Abstand der Tritte doppelt so gross als die Hubhöhe, so nehmen die Tritte an den Gestängen G und g Fig. 645 abwechselnd die ausgezogene und die punktirte Stellung ein; bei beiden findet Uebertreten Statt, der Ausfahrende gelangt successiv nach A, a, B, b . . ., also auf alle Tritte beider Gestänge, und verlässt schliesslich z bei der höchsten Stellung von g. Das gleichzeitige Einfahren ist nur möglich, wenn man, wie Fig. 646 im Grundriss zeigt, wieder die Tritte in zwei Hälften I und II scheidet, deren eine für die Aus-, die andere für die Einfahrenden dient. Diese kreuzen sich daher beim Uebertritt, wie bei der letzten Modifikation des vorigen Falles.

Die Werthe von t, T und M ergeben sich wie unter a); es sind doppelt so grosse Tritte, doch bei gleicher Hubhöhe nur in halber Zahl nothwendig; dagegen wird ein grösserer Theil des Schachtquer-

schnittes für die Fahrkunst erfordert, und nur wenn dieser frei zur Verfügung steht, wird das System b) vor a) den Vorzug verdienen.

Combinirte Fahrkünste. Hieher ist die Fahrkunst zu Sars-Longchamps zu rechnen, welche Fig. 656 im Grundriss zeigt.*) Bei derselben sind in Entfernungen gleich der Hubhöhe h feste Tritte f neben beiden Gestängen, und an letzteren Tritte b im Abstand h, b_1 im Abstand $2h$ angebracht; b_1 sind mit den abwechselnden b zu je einem Tritt von doppelter Grösse vereinigt. Die Fahrkunst ist also die Combination zweier einfachwirkender bf und einer doppeltwirkenden $b_1 b_1$ mit einem Tritt-Abstand gleich der doppelten Hubhöhe. Erstere beide dienen zum Ein-, die letztere zum Ausfahren. Da jeder Tritt 1 Mann aufnimmt, also $z = 1$ ist, und auf jeder Abtheilung bf nur $\frac{Z}{2}$ Mann zu heben sind, ist die Dauer der Einfahrt nach (2)

$$T = \frac{60}{n}\left(\frac{H}{h} + \frac{Z}{2} - 1\right),$$

die Dauer der Ausfahrt wie unter b) nach (5)

$$T_1 = \frac{60}{n}\left(\frac{H}{2h} + Z - 1\right).$$

Es wird nun $T < T_1$, wenn

$$\frac{H}{h} + \frac{Z}{2} < \frac{H}{2h} + Z, \quad \frac{H}{2h} < \frac{Z}{2},$$

$$\frac{H}{h} < Z$$

ist; da die Zahl Z der Fahrenden meist grösser sein wird als die Zahl $\frac{H}{h}$ der um die Hubhöhe h von einander entfernten Tritte, wird die ganze Dauer der Einfahrt kleiner als die der Ausfahrt, was insoferne von Vortheil ist, als die Mannschaft rascher zur Arbeit gelangt, während die Rückkehr davon nur in einzelnen Gruppen erfolgt. Dagegen ist für einen Mann die Zeit zur Ausfahrt halb so gross als zur Einfahrt, daher in dem von der Arbeit rührenden Zustand der Erhitzung ein kürzeres Verweilen im kalten Schachte nothwendig. Die Fahrkunst erfordert jedoch viel Raum.

Ein anderes System Fig. 649 wird von de Vaux vorgeschlagen**); dabei sind ab und cd mit den Gestängen bewegliche und f unbewegliche Tritte in Abständen gleich der Hubhöhe. Die Einfahrenden

*) Revue universelle 1863, 14. Bd. S. 55.

**) Ebendas. 10. Bd. S. 1.

benützen entweder die Abtheilungen *a* und *c* oder *a* und *b*, die Ausfahrenden die anderen; das Ganze verhält sich wie 2 einfachwirkende Fahrkünste, deren jede $\frac{Z}{2}$ Mann aus- und einfördert, es wird daher nach (2) die ganze Fahrtdauer für $z = 1$

$$T = \frac{60}{n}\left(\frac{H}{h} + \frac{Z}{2} - 1\right).$$

Die Gestänge können in den unbenützten Theilen eines runden Schachtes angebracht sein; soll aber der Raum ober dem mittleren Theil wegen der Förderung oder Wasserhebung frei bleiben, so lassen sich die Gestänge nur auf unzweckmässige Art mit einander kuppeln.

Vergleich zwischen einfach- und doppeltwirkenden Fahrkünsten unter einander und mit der Seilfahrung. Bei gleicher Hubhöhe h, Anzahl n Doppelhube pr. Minute und Zahl z der auf einem Tritt Stehenden ist bei der doppeltwirkenden Fahrkunst nach den oben entwickelten Formeln (1) und (4) die Fahrzeit t eines Mannes halb so gross als bei der einfachwirkenden, die gesammte Fahrtdauer T nach (2) und (5) ebenfalls kleiner. Auch die Zahl M der auf einem Gestänge Befindlichen ist nach (6) halb so gross als bei der einfachwirkenden Fahrkunst nach (3), es sind also schwächere Gestänge, dafür aber deren zwei nothwendig. Anderseits erfordert das einfache Gestänge eine Ausgleichung, und stellen sich die Kosten einer damit versehenen Fahrkunst nicht viel geringer als die einer doppeltwirkenden.*)

Bei der letzteren ist ferner der Widerstand beim Aufgang ebenso gross als beim Niedergang, was bei der einfachwirkenden nicht stets zutrifft, wenn man auch das Gewicht der Mannschaft theilweise ausgleicht, daher die einfachwirkende Fahrkunst bei Vorhandensein einer rotirenden Welle ein grösseres Schwungrad erfordert.

Was die nothwendige Stärke der Maschine betrifft, so ist diese auf den ungünstigsten Fall zu berechnen, dass nur Mannschaft ausfährt und dass die Tritte so vollständig besetzt sind, als es die Einrichtung des Apparates und die festgesetzte Art der Fahrung gestatten. Unter sonst gleichen Umständen ist nun, wie bemerkt, die Zahl der am Gestänge Befindlichen bei der doppeltwirkenden Fahrkunst halb so gross als bei der einfachwirkenden, dagegen hebt

*) Nach Lottner in England um 10%, s. den Aufsatz v. Ditges, Berggeist 1869, S. 126.

erstere die Last bei jedem Doppelhub um $2h$, letztere um h, es ist also für beide eine gleich starke Maschine nothwendig.

Die grösste Leistung wird jedoch nur bei ganz besetzten Tritten entwickelt, während der Fahrzeit des ersten und letzten Mannes eine geringere. Bezeichnet man die Fahrzeit eines Mannes bei der einfach- und doppeltwirkenden Kunst beziehungsweise mit t_1 und t_2, die ganze Fahrtdauer mit T_1 und T_2, so ist nach (4) und (1)

$$t_2 = \frac{H}{h} \frac{30}{n}$$

$$t_1 = \frac{H}{h} \frac{60}{n} = 2 t_2,$$

ferner nach (5) und (2)

$$T_2 = t_2 + \frac{60}{n}\left(\frac{Z}{z} - 1\right),$$

$$T_1 = t_1 + \frac{60}{n}\left(\frac{Z}{z} - 1\right) = t_1 + T_2 - t_2 = T_2 + t_2.$$

Die Aenderung des von der Maschine zu leistenden reinen Effektes ist durch das Diagramm Fig. 662 dargestellt, in welchem die Abszissen die Zeiten, die Ordinaten die reine Leistung pr. Zeiteinheit, die Fläche $ABCD$ die Gesammtleistung der einfach- und $EFGH$ die der doppeltwirkenden Fahrkunst bedeuten; selbstverständlich sind beide Flächen gleich. Man sieht, dass die einfachwirkende Fahrkunst verhältnissmässig länger eine unter der grössten stehende Leistung entwickeln und die Nebenhindernisse durch eine grössere Gesammtzeit T_1 überwinden muss, daher unvortheilhafter arbeitet als die doppeltwirkende.

Zu Gunsten der einfachwirkenden Fahrkunst wird die grössere Sicherheit hervorgehoben, da auf jeden Hub die Ruhezeit am festen Tritt folgt, von anderer Seite gerade im entgegengesetzten Sinne betont, dass diese Pausen den Fahrenden aus dem richtigen Takt bringen und wegen der längeren Fahrzeit die nothwendige Aufmerksamkeit leichter verloren geht. Bei gehöriger Uebung des Personals und hinreichender Pause oder langsamer Bewegung beim Hubwechsel dürften diese Unterschiede schwinden.

Aus dem Gesagten geht hervor, dass doppeltwirkende Fahrkünste vortheilhafter sind, und es wird nur in einzelnen Fällen der Umstand für die einfachwirkenden sprechen, dass sie einen kleineren Theil des Schachtquerschnittes einnehmen.

Mit der Seilfahrung verglichen, erfordern die Fahrkünste allerdings ein besonderes Anlagskapital; allein bei grösserer Belegschaft nimmt die Fahrung mittelst Seil so viel Zeit in Anspruch,

dass die der Produkte zu sehr beeinträchtigt wird. Bezüglich der Sicherheit kann bei grösserer Geschwindigkeit nur die Schalenförderung mit den Fahrkünsten in Concurrenz treten. Wenn nun diese in einzelnen Ländern verhältnissmässig mehr Unfälle veranlasst haben als die Seilfahrung, so ist doch die Zahl solcher Fälle überhaupt zu gering, um mit Sicherheit die letztere Methode für die ungefährlichere erklären zu können. Der im Fahren auf der Kunst Geübte wird sich derselben lieber anvertrauen als dem Seil, welches die Möglichkeit einer Selbsthilfe bei eintretender Gefahr ausschliesst.

Fahrkünste mit und ohne Rotationsbewegung. Bei den Fahrkünsten ohne Rotationsbewegung werden durch Katarakte Pausen zu Ende jedes einfachen Hubes hervorgebracht, um das Uebertreten zu gestatten. Die Bewegung ist während des Hubes nahe gleichförmig, doch zu Anfang stark beschleunigt und zu Ende ebenso verzögert; wenn also der richtige Moment zum Uebertreten versäumt wurde, ergibt sich leicht ein Unfall. Auch erzeugt die starke Beschleunigung beim Niedergang das unangenehme Gefühl, als ob der Boden unter den Füssen weichen würde. Der Hub ist nur durch Compression des abströmenden oder durch Expansion des eingetretenen Dampfes, daher nicht genau begrenzt; beim Uebertritt ändert sich, wenn nicht gleichzeitig ein- und ausgefahren wird, die gegenseitige Stellung der Gestänge durch Beschwerung des einen und Entlastung des anderen; die Hubbegrenzung current mittelst fester Widerlager auszuführen, wäre wegen der damit verbundenen Stösse nicht zweckmässig. Die Kataraktsteuerung ist complicirt und erfordert die beständige Aufmerksamkeit des Maschinenwärters, weil der Widerstand sich durch unregelmässigen Verkehr auf den Tritten ändert. Die Anwendung nicht zu starker Expansion ist zwar zulässig, indem bei der grossen Masse der Gestänge deren Maximalgeschwindigkeit während des Hubes nicht zu hoch steigt, wie sich durch Rechnung nachweisen lässt; allein die Regulirung des Ganges würde dadurch noch mehr erschwert. Endlich ist der Effekt der Maschine dadurch herabgesetzt, dass die den Gestängen mitgetheilte lebendige Kraft durch die Compression des abströmenden Dampfes nur theilweise zurückgewonnen wird.

Bei Fahrkünsten mit Rotationsbewegung ersetzt man die Pausen durch langsamen Gang der Gestänge beim Hubwechsel. Die Bewegung der letzteren ist eine Sinusbewegung, welche bis zur Mitte des Hubes allmälig beschleunigt und von da an ebenso verzögert wird, ein bequemes Fahren und sicheres Uebertreten gestattet. Der Hub ist durch den Kurbelmechanismus stets genau begrenzt; durch

Dehnung der Gestänge kann sich zwar auch eine Differenz im Niveau der Tritte ergeben, welche aber nur gering ist. Der Bewegungsmechanismus für die Gestänge ist allerdings complicirter und erhält bei grösserer Hubhöhe bedeutende Dimensionen, vermittelt aber auch die Hauptausgleichung.

Im Ganzen muss daher den Fahrkünsten mit Rotationsbewegung der Vorzug zuerkannt werden, welche in den deutschen Ländern und England vorherrschen, während die direktwirkenden nur in Belgien grössere Verbreitung fanden.

Berechnung.

Hubhöhe. Ein grosser Hub h ist vortheilhaft, weil mit demselben der Abstand der Tritte zunimmt, daher die Zahl der letzteren, die Belastung und das Gewicht der Gestänge sich vermindern. Wie die folgenden Betrachtungen zeigen, nimmt die Hubzahl n langsamer ab als h wächst, daher nach (1) und (4) die Fahrzeit t eines Mannes bei grossem Hub kleiner wird; die Gesammtdauer T der Fahrung dagegen nimmt dabei in den gewöhnlichen Fällen zu und nur bei grosser Schachttiefe H und kleiner Zahl Z von Fahrenden ab.

Für direktwirkende Fahrkünste nimmt man $h = 3$ bis 4^m; solche mit Rotationsbewegung erhielten ursprünglich nur $1{\cdot}5$ bis 2^m Hub, die später erbauten bis $4{\cdot}18^m$ (auf den Steinkohlengruben Gewalt und Oberhausen). Bei mehr als 3^m Hub werden jedoch die zur Bewegung dienenden Kunstwinkel oder Balanciers so gross, dass eine Ueberschreitung dieser Grenze nicht zweckmässig erscheint.

Mittlere Geschwindigkeit und Hubzahl, Pausen. Sind bei direktwirkender Maschine t die Dauer der Pause, v die mittlere Geschwindigkeit während des Ganges, n die Zahl Doppelhube pr. Minute und h die Hubhöhe, so ist $\frac{2h}{v}$ die Dauer eines Doppelhubes, daher

$$n\left(\frac{2h}{v} + 2\mathrm{t}\right) = 60,$$

(7) $$n = \frac{30v}{h + v\mathrm{t}}.$$

Es nimmt also n langsamer ab als h wächst.

Die Dauer der Pause beträgt im Mittel 2 Sek., die Geschwindigkeit $0{\cdot}5$ bis $0{\cdot}7^m$.

Bei Fahrkünsten mit Rotationsbewegung ist, da die Pausen wegfallen,

$$(8) \quad \ldots\ldots\ldots \quad n = \frac{60\,v}{2\,h} = 30\,\frac{v}{h}.$$

Die zulässige Geschwindigkeit v ist dadurch beschränkt, dass die Tritte beider Gestänge während einer gewissen Zeit sich in so wenig verschiedenem Niveau befinden sollen, dass ein gefahrloses Uebertreten möglich ist. Die Bewegung der Gestänge erfolgt wie durch Schubstangen und nahe gleichförmig rotirende Kurbeln, deren Länge gleich ist der halben Hubhöhe $\frac{h}{2}$. Bei zwei Gestängen sind die zugehörigen Kurbeln OK und $O_1 K_1$ Fig. 654 entgegengesetzt gerichtet und in demselben Sinne rotirend zu denken. Beim Hubwechsel bewegen sich die Tritte des einen Gestänges aus der Stellung T nach t und von dort nach T zurück, die des anderen von T_1 über t_1 nach T_1 zurück, befinden sich also während einer Zeit t in einem Abstand, der kleiner als d ist. Innerhalb derselben Zeit legen die Kurbeln den Weg

$$2\,BK = 2\,B_1\,K_1 = V\,\mathrm{t}$$

zurück, unter V die Umfangsgeschwindigkeit im Kurbelkreise, zugleich nahe die Maximalgeschwindigkeit der Gestänge verstanden. Es ist mithin der dem Winkel BOK entsprechende Bogen für den Halbmesser 1

$$\frac{BK}{0{\cdot}5\,h} = \frac{V\,\mathrm{t}}{h}$$

und nahe

$$d = 2\,AB = h - 2\,AO = h\,(1 - \cos BOK)$$

$$d = h\left(1 - \cos\frac{V\,\mathrm{t}}{h}\right)$$

$$\cos\frac{V\,\mathrm{t}}{h} = 1 - \frac{d}{h}.$$

Ist d gegeben, so ergibt sich die zulässige Maximalgeschwindigkeit der Gestänge

$$(9) \quad \ldots\ldots \quad V = \frac{h}{\mathrm{t}}\,\mathrm{arc}\,\cos\left(1 - \frac{d}{h}\right).$$

Bei einfachem Gestänge bleiben die festen Tritte in ungeänderter Stellung t_1, während die beweglichen von t über T nach t zurück gelangen, es ergibt sich also der Werth von d nur halb so gross als früher und ist mithin $2\,d$ statt d oben einzusetzen, wodurch man erhält

$$V = \frac{h}{\mathrm{t}}\,\mathrm{arc}\,\cos\left(1 - \frac{2\,d}{h}\right).$$

Da der Cosinus kleiner ist als früher, wird der zugehörige Bogen

grösser, es ist daher eine grössere Maximalgeschwindigkeit V zulässig. Die mittlere Geschwindigkeit der Gestänge endlich ist

$$(11) \quad \ldots\ldots\ldots \quad v = \frac{2}{\pi} V.$$

Nach den wirklichen Ausführungen kann man annehmen, dass innerhalb einer Zeit $t = 1{\cdot}5$ Sek. der Abstand der Tritte nicht grösser als $0{\cdot}2^m = d$ sein solle; führt man diese Werthe in (9) und (11) ein, so ergibt sich für doppeltwirkende Fahrkünste

$$(12) \quad \ldots\ldots \quad v = 0{\cdot}424\, h \, arc \cos \left(1 - \frac{0{\cdot}2}{h}\right).$$

Man erhält nun aus (12), (11) und (8)

für h	=	2	2·5	3	3·5	4 Meter
v	=	0·38	0·43	0·47	0·51	0·54 „
V	=	0·60	0·67	0·73	0·79	0·85 „
n	=	5·7	5·1	4·7	4·3	4·0

Hieraus zeigt sich wieder, dass n langsamer ab- als h zunimmt.

Stärke der Kraftmaschine. Die Kraftmaschine ist, wie oben bemerkt, auf den ungünstigsten Fall zu berechnen, dass blos ausgefahren wird. Bezeichnen M die grösste Zahl der am aufgehenden Gestänge befindlichen Menschen, γ das mittlere Gewicht eines derselben, gleich 70 bis 75 Kil. anzunehmen, so ist $M\gamma$ der reine von der Maschine zu bewältigende Widerstand. Bei Fahrkünsten ohne Rotationsbewegung kann man nach mehrfachen Beobachtungen den Dampfüberdruck auf den Kolben gleich $\frac{10}{6} M\gamma$ setzen und danach die Kolbenfläche berechnen, welche sich gleich gross ergibt, ob nun ein doppelt- oder zwei einfachwirkende Cylinder vorhanden sind.

Bei doppeltwirkenden Fahrkünsten mit Rotationsbewegung ist, wenn v die oben berechnete mittlere Geschwindigkeit der Gestänge bedeutet, $Mv\gamma$ die reine Leistung pr. Sekunde; die Stärke der Kraftmaschine kann gleich $^{10}/_{7}$ dieses Werthes genommen werden. Für einfachwirkende Fahrkünste ist $\frac{v}{2}$ statt v zu setzen; man erhält daher die Stärke N der Maschine in Pferdekräften

$$(13) \quad \ldots \quad \begin{cases} N = 0{\cdot}0190\, Mv\gamma & \text{für doppeltwirk. Fahrk.} \\ N = 0{\cdot}0095\, Mv\gamma & \text{„ einfachwirk. „} \end{cases}$$

Die rotirende Fahrkunstmaschine ist wegen des veränderlichen Widerstandes auf variable Expansion zu construiren; bei gleichzeitigem Ein- und Ausfahren hat dieselbe nur die Nebenhindernisse zu

überwinden, arbeitet daher nach der obigen Annahme nur mit 0·3 der normalen Stärke. Ausnahmsweise wird selbst Condensation angewendet.

Gestänge nebst zugehörigen Theilen.

Die Bestandtheile der Arbeitsmaschine sind: die Gestänge, welche die genügende Sicherheit gegen Zerreissen bieten müssen, die Tritte, Führungen, Fang- und Ausgleichapparate, endlich gewisse Vorrichtungen, welche das Fahren ungefährlich zu machen bestimmt sind.

Querschnitt der Gestänge. Das Gestänge wird, um dessen Gewicht herabzusetzen, aus mehreren Theilen mit von oben nach unten successiv kleinerem Querschnitt zusammengesetzt. Seien o_1 der Querschnitt und l_1 die Länge des untersten Theiles, $\mathfrak{A}$ die zulässige Belastung pr. Flächeneinheit, so ist die Tragfähigkeit $\mathfrak{A}\, o_1$. Der oberste Querschnitt dieses Gestängstückes trägt aber:

1) Das Eigengewicht, welches gleich

$$o_1\, l_1\, \delta$$

zu setzen ist, unter δ das spezifische Gewicht des Gestäng-Materials verstanden.

2) Das Gewicht der Gestäng-Verbindungen. Hat man sich einmal für eine bestimmte Construktion der letzteren entschieden, so lässt sich daraus entnehmen, in welchem Verhältniss α der aus den Verbindungen resultirende Zuwachs zum Gestänggewicht steht, daher dieser Zuwachs gleich

$$\alpha\, o_1\, l_1\, \delta$$

gesetzt werden kann.

3) Das Gewicht $M_1\, \gamma$ der Mannschaft, wobei M_1 die grösste Zahl der gleichzeitig am betreffenden Gestängstück befindlichen Menschen, γ das Gewicht eines derselben bedeuten.

4) Das Gewicht Q_1 der auf die Länge l_1 entfallenden Tritte, Fang-, Führungs- und Ausgleichungstheile u. s. w., welches nach der gewählten Construktion und durch Schätzung zu ermitteln ist.

Die Nebenhindernisse beim Aufgang, welche auch auf Zerreissen wirken, können durch entsprechende Wahl von $\mathfrak{A}$ berücksichtigt werden. Man hat also

$$\mathfrak{A}\, o_1 = o_1\, l_1\, \delta + \alpha\, o_1\, l_1\, \delta + M_1\, \gamma + Q_1$$

und hieraus folgt der Querschnitt des untersten Gestängtheiles

$$o_1 = \frac{M_1\, \gamma + Q_1}{\mathfrak{A} - (1 + \alpha)\, l_1\, \delta}.$$

Für den Querschnitt o_2 des nächst höheren Stückes ergibt sich ein Ausdruck von derselben Form, nur ist den Belastungen noch das Gesammtgewicht des untersten Theiles zuzufügen, für welches der Ausdruck $\mathfrak{A}\, o_1$, der diesem Gewicht früher gleichgesetzt wurde, eingeführt werden kann. Gibt man also den Bezeichnungen für die Lasten am zweiten Gestängstück den Zeiger 2, so wird

$$o_2 = \frac{\mathfrak{A}\, o_1 + M_2 \gamma + Q_2}{\mathfrak{A} - (1 + \alpha)\, l_2\, \delta};$$

ebenso erhält man für das dritte Gestängstück

$$o_3 = \frac{\mathfrak{A}\, o_2 + M_3 \gamma + Q_3}{\mathfrak{A} - (1 + \alpha)\, l_3\, \delta} \text{ u. s. w.}$$

Da die Fahrkünste zur Förderung von Menschen dienen, ist bei der obigen Berechnung grosse Sicherheit anzuwenden, etwa für Schmiedeisen $\mathfrak{A} = 450$, für Holz gleich 45 Kil. pr. Quadratcent. zu setzen. Diese Werthe genügen bei gutem Material, wenn auch der Querschnitt an den Verbindungen durch Schrauben u. s. w. um $^1/_5$ bis $^1/_6$ geschwächt ist.

Nachdem auf Grund dieser vorläufigen Berechnung der Entwurf der Gestänge im Detail ausgeführt ist, berechnet man sämmtliche Gewichte, um zu erfahren, wie stark die Querschnitte in Anspruch genommen, und ob etwa Aenderungen räthlich seien.

Durch die unten beschriebenen Ausgleichungen in der Grube sind zwar die Gestänge theilweise entlastet, doch ist es gebräuchlich und auch empfehlenswerth, auf diesen Zuwachs an Sicherheit bei Bestimmung der Querschnitte keine Rücksicht zu nehmen.

Tritte. Diese bestehen aus Nadel- oder Eichenholz von 3 bis 5 Cent. Stärke. Die Form derselben ist meist rechteckig oder quadratisch, die Grösse betreffend, variiren die Seitenlängen der für 1 Mann bestimmten Tritte von 0·2 bis 0·6^m. Bei zu grossen Dimensionen gleitet der Uebersteigende wegen der grösseren Schrittlänge leichter aus; ein Rechteck von ungefähr 0·45^m Länge und etwas geringerer Breite ist das richtige Mittel.

Ist der Tritt behufs gleichzeitigen Aus- und Einfahrens in 2 Abtheilungen geschieden, so erfordert jede der letzteren die obige Dimension. Sollen stets je 2 Mann auf einer Abtheilung stehen, so ergibt sich eine grosse Länge der Tritte. So sind bei der Fahrkunst der Grube Oberhausen*) Tritte von nahe 1·8^m Länge und 0·6^m Breite in Verwendung, welche 2 Abtheilungen für je 2 Mann enthalten; diese stehen mit dem Gesichte einander zugekehrt. Bei solcher

*) Berggeist 1861, S. 217.

Grösse wird aber die Befestigung schwieriger; einer der beiden Fahrenden kann zwar dem andern Hilfe leisten, doch ist für den Geübten das Uebersteigen am sichersten, wenn er sich allein auf dem Tritt befindet.

Der Abstand zweier neben einander befindlicher Tritte kann, wenn letztere zum Aufklappen eingerichtet sind (vergl. Sicherheitsvorrichtungen), wenn die Gestänge zahlreiche Führungen besitzen und wenig biegsam sind, bis auf 3 Cent. reduzirt werden; bei unveränderlich mit dem Gestänge verbundenen Tritten ist es räthlich, diesen Abstand gleich 10 bis 12 Cent. zu nehmen.

Die festen Tritte werden bei einfachwirkenden Fahrkünsten mitunter so gross hergestellt, dass 2 bis 3 Mann darauf stehen und ausruhen können.

Der Fahrende steht am besten mit dem Gesicht gegen die Ebene gekehrt, in welcher sich die Axen beider Gestänge befinden, und tritt seitlich über.

Sicherheitsvorrichtungen. Wo die Tritte sich durch Oeffnungen in festen Bühnen bewegen, soll ein Querschnitt von ungefähr $0{\cdot}6^m$ Seitenlänge für die Fahrenden frei sein; desgleichen sollen die Ränder solcher Bühnen 12 bis 15 Cent. von den Tritten abstehen, damit der etwa zu weit vorgesetzte Fuss des Fahrenden nicht beschädigt werde. Eine Verlattung der Schachtabtheilung ist wenn nicht nothwendig, doch stets zweckmässig.

An den Gestängen werden $1{\cdot}3$ bis $1{\cdot}5^m$ hoch ober jedem Tritt Handgriffe befestigt, an denen man sich beim Uebertreten festhält. Statt derselben sind auch Geländer und bei abgerundeter Trittform Blechmäntel in Anwendung, welche indessen bei der schwankenden Bewegung der Gestänge zu viel Geräusch verursachen. Die Geländer überhaupt hindern nicht die Unfälle beim Uebertreten, welche gerade am häufigsten vorkommen, und sind entbehrlich, wenn die Schachtabtheilung verkleidet und um die Tritte herum nicht viel Raum frei ist.

Um das Ausgleiten zu hindern oder unschädlich zu machen, werden die Tritte zuweilen mit rauhem Blech beschlagen, auch an den von einander am weitesten entfernten Rändern Holzleisten aufgenagelt.

Damit der am aufsteigenden Tritt Befindliche durch den niedergehenden Tritt des anderen Gestänges nicht beschädigt wird, macht man häufig die einander zugekehrten Theile der Tritte um Charniere beweglich, so dass sie sich aufdrehen können; die dem Ausfahrenden begegnenden Tritte oder Abtheilungen derselben sind unbe-

setzt und können daher ohne Hinderniss aufklappen. Auch befestigt man unter den Tritten nach Fig. 652 glatt gehobelte Schutzbretter *b*, welche unter 75° geneigt sind; diese entsprechen jedoch nur, wenn die Gestänge in der Nähe des Hubwechsels langsam gehen, also bei Fahrkünsten mit Rotationsbewegung.

Um bei einem Unfall oder einer Gefahr das Zeichen zum Anhalten der Maschine geben zu können, ist ein Signalzug nothwendig, der zu einer Glocke oder einem Klopfhammer führt, und von den Fahrenden am leichtesten zu erreichen ist, wenn er am Gestänge selbst angebracht wird, sich daher sowie die Glocke mit diesem auf- und niederbewegt; das Zugseil kann längs des Gestänges oder an den Rändern der Tritte fortgeleitet werden.

Nicht immer in Anwendung, doch stets räthlich ist eine Einrichtung, welche es gestattet, von den Tritten abzusteigen und in gewöhnlicher Art durch den Schacht fortzukommen. Man stellt zu dem Zweck saigere, von den Gestängen aus leicht zu erreichende Fahrten auf, welche an den Füllörtern verlassen werden können. Noch besser ist es, neben der Fahrkunst-Abtheilung des Schachtes eine solche mit Fahrten und mit Bühnen herzustellen, welche sich in gleicher Höhe mit den am Ende ihres Hubes angelangten Tritten befinden, so dass man nach jedem einzelnen oder zweiten Hub abtreten kann. Die Verlattung der Fahrkunstabtheilung ist dann an der dem Fahrschacht zugekehrten Seite ober jeder Bühne zu unterbrechen. Es lässt sich dagegen nur einwenden, dass durch unbefugtes Besteigen der Tritte vom Fahrschacht aus Unordnungen entstehen können. Soll endlich das Absteigen bei jeder Stellung, wenn z. B. der Gang der Maschine vor Ende eines Hubes unterbrochen wurde, möglich sein, so ist die Verlattung an der genannten Seite ganz wegzulassen und müssen die Fahrten von den Tritten aus erreichbar sein, oder es werden an den Gestängen horizontale Stäbe befestigt, welche das Aufsteigen zur nächst höheren Bühne gestatten.

Bei den einfachwirkenden Fahrkünsten können die durch Fahrten verbundenen Bühnen zugleich als feste Tritte dienen.

Um grössere Sicherheit zu erzielen, hat man bei älteren Fahrkünsten die continuirliche Fortbewegung auf den Tritten absichtlich dadurch unmöglich gemacht, dass immer eine Anzahl der letzteren abwechselnd auf entgegengesetzten Seiten der Gestänge befestigt wurde, so dass die Fahrenden nach Zurücklegung einer gewissen Höhe sich stets mittelst fester Bühnen auf die andere Seite begeben mussten. Aus demselben Grunde, sowie um die Fahrenden zur theilweisen Benützung der Fahrten zu nöthigen und dadurch gegen Erkühlung

zu schützen, wurden stellenweise die Tritte weggelassen. Bei neueren Fahrkünsten kommen diese Einrichtungen nicht mehr vor.

Die Zugänge zu den Tritten oder Abtheilungen derselben, auf welchen das Ein- und Ausfahren stattfindet, sind gehörig von einander zu separiren, um jede Collision zu vermeiden.

Führungen. Zur Vertikalführung der Gestänge werden Rollen, aus denselben Gründen wie bei Förderschalen besser feste Backen oder Rahmen benützt, an oder in welchen sich die Gestänge bewegen; wegen der Abnützung sind letztere mit auswechselbaren Schleifbrettern oder Schienen zu armiren.

Der Abstand der Führungen muss um so geringer sein, je kleiner der Raum zwischen den Tritten beider Gestänge ist, dann je biegsamer und je weniger gespannt die letzteren sind; in den oberen Theilen werden daher weniger Führungen erfordert als in den unteren. Es kommen Abstände von 12 bis 30^{m} vor.

Um die Bewegung der Gestänge nicht zu stören, müssen sich die festen Führungstheile ausserhalb des von den Tritten zurückgelegten Raumes befinden. Ist die Hubhöhe gleich dem Abstand der Tritte, so können die genannten Theile, daher auch die Gleitflächen nur am Rand der Tritte angebracht sein, während bei der halben Hubhöhe auch der Raum zwischen der obersten Stellung des einen und der tiefsten des nächst höheren Trittes dafür disponibel ist. Dasselbe gilt bezüglich der folgenden Vorrichtungen. Es müssten sonst die Tritte an den betreffenden Stellen weggelassen werden und die Fahrung unterbrochen sein.

Fangvorrichtungen. Diese begrenzen im Falle eines Gestängebruches den Niedergang des abgerissenen Theiles, bei direktwirkenden Fahrkünsten überhaupt den Hub, wenn derselbe die normale Grenze überschreitet. Sie bestehen aus hölzernen oder eisernen mit dem Gestänge verbundenen Balken, welche sich auf Unterlagen setzen, die in entsprechender Höhe eingebaut sind.

Bei Fahrkünsten, deren Gestänge durch Balanciers oder ähnliche Apparate bewegt wird, befestigt man auch an diesen horizontale eiserne oder hölzerne Balken (Fanghörner) zum gleichen Zwecke.

Bei direkter Bewegung der Gestänge durch einfachwirkende Dampfcylinder wird mitunter der Aufgang begrenzt, indem man in geringem Abstand vom oberen Ende des mit einem Deckel verschlossenen Cylinders Oeffnungen anbringt, welche mit dem Abblaserohr in Verbindung stehen, und nach deren Ueberschreitung durch den Kolben der Dampf im oberen Cylinderraume comprimirt wird, im unteren austreten kann.

Am Harz hatte man auch starke Ketten in Anwendung, welche einerseits am Schachtstoss, anderseits am Gestänge befestigt wurden.

Ausgleichungen. Ausser der nächst der Kraftmaschine angebrachten Hauptausgleichung der Gestänge werden gewöhnlich noch in Abständen von 40 bis 100^m im Schachte Ausgleichungen hergestellt, welche theils die oberen Querschnitte zu entlasten, theils die Beschleunigung eines etwa abgerissenen Gestängtheiles zu mässigen bestimmt sind.

Dazu dienen Balanciers mit Gegengewichten, welche durch Zugstangen mit dem Gestänge verbunden sind, jedoch viel Raum erfordern. Besser entsprechen daher Ketten, welche über Rollen laufen und mit Gegengewichten versehen sind. Letztere sollen sich in Nischen am Schachtstoss bewegen, um das Reissen einer Kette unschädlich zu machen.

Bei doppeltem Gestänge ist eine gegenseitige Ausgleichung das Zweckmässigste. Am Harz hatte man dazu Zahnräder in Verwendung, welche mit zwei in den Gestängen eingeschalteten Zahnstangen in Eingriff standen. Vorzüglicher ist wieder die Ausgleichung mit Ketten. Diese können mit beiden Enden an den Gestängen befestigt und über eine dazwischen aufgestellte Rolle gelegt werden; um aber den Raum für die Bewegung der Tritte vollkommen frei zu halten und die Fahrung nicht unterbrechen zu müssen, sind bei allen neueren Fahrkünsten zwei Rollen mit zwei Ketten ausserhalb des von den Tritten durchlaufenen Raumes angeordnet, wie unten bei Beschreibung ausgeführter Gestänge angegeben ist.

Bei der wechselseitigen Ausgleichung kann nur der Uebelstand vorkommen, dass beim Bruch des mit Menschen besetzten Gestänges das andere, wenn es unbelastet ist, aufwärts gedrückt und deformirt wird.

Wenn ein Gestänge reisst, müssen die Ausgleichungsketten allein den abgerissenen Theil tragen, und sind daher auf diesen Fall mit genügender Sicherheit zu berechnen.

Gestänge für geneigte Schächte. Auch in tonnlägigen Schächten werden Fahrkünste eingebaut. Die Tritte müssen dabei selbstverständlich horizontal und an der dem Hangenden zugekehrten Seite der Gestänge angebracht sein, die Führung kann nur durch Rollen erfolgen, da sonst die Reibung zu gross wäre.

Namentlich in England kommen selbst in Schächten mit wechselnder Neigung Fahrkünste vor.*) Bei geringer Abweichung von

*) Annales des mines 1859, 5. Reihe, 15. Bd. S. 17.

der Vertikalen versetzt man die Gestäng-Axe durch einen kurzen eingesetzten Balken *a* Fig. 653 in eine andere Stellung; die Verbindung dieser Theile erfolgt wie unten bei Holzgestängen zu Fig. 669 angegeben ist.

Bei stärkerer Richtungsänderung werden nach Fig. 650 und 651 Winkelhebel *ab* aufgestellt, deren Arme senkrecht auf den Gestängen *g* stehen und durch Zugstangen *c* verbunden sind. Wenn die Neigung von oben nach unten zunimmt, ist die Anordnung Fig. 651, im entgegengesetzten, häufigeren Falle Fig. 650 nothwendig, wobei die Fahrenden die Winkelhebel umgehen müssen. Nebstdem erfordern letztere einen grossen auszusprengenden Raum und ist die Abweichung der Gestänge von der normalen Lage auch bei grosser Länge der Hebelsarme bedeutend, so dass in deren Nähe keine Führungen angebracht werden können.

Zweckmässiger ist daher die zu Dolcoath angewendete Kupplung der Gestänge mittelst eines Karrens *k* Fig. 672, der 4 zwischen Führungsbalken laufende Räder enthält; der Axenabstand *a b* der letzteren muss etwas grösser sein als der Hub.

In beiden Fällen ist der Hub der Gestänge, in deren Richtung gemessen, bei verschiedenen Neigungen gleich. Die Geschwindigkeit wird bei Winkelhebeln ungeändert übertragen, bei Anwendung des Karrens *k* Fig. 672 aber modifizirt; die Geschwindigkeit des Punktes *a* ist zu Anfang des Niederganges grösser, in der Mitte ebenso gross und zu Ende kleiner als die des Punktes *b*; beim Aufgang tritt diese Aenderung in umgekehrter Reihenfolge ein.

Construktion der Holzgestänge. Diese sind weniger dauerhaft als eiserne, nehmen mehr Raum ein und fallen etwas schwerer aus, erfordern jedoch wegen grösserer Steifigkeit eine kleinere Zahl Führungen.

Fig. 667 und 668 zeigen die Einrichtung der ältesten von Dörell am Spiegelthaler Schacht zu Zellerfeld am Harz eingebauten Fahrkunst.**) An den Holzgestängen $g\ g_1$ sind kleine Tritte in Abständen von 48 Zoll gleich der Hubhöhe befestigt; in Entfernungen von 32 Fuss sind ferner Bühnen *b* eingebaut, mittelst welcher man sich nach je 8 einfachen Huben auf die andere Seite der Gestänge begibt, da die Stellung der Tritte nach Fig. 668 wechselt. Die Gestänge sind durch Rollen *r* geführt, zwischen denselben befinden sich saigere Fahrten. Der Fahrende steht nur mit einem Fuss auf dem Tritt und hält sich mit einer Hand an dem Griff zwischen den bei-

*) Karsten's Archiv 1837, 10. Bd. S. 199.

den nächst höheren Tritten, den Körper seitwärts gegen das andere Gestänge geneigt, um dort den entsprechenden Griff zu fassen und beim Hubwechsel überzutreten. Die Tritte sind so schmal, dass der in der Brusthöhe des Mannes befindliche diesem nicht hinderlich ist; auch erhöhen die Wechselbühnen *b*, welche sich unter den Tritten stets bis zum Gestänge erstrecken, die Sicherheit; doch ist die ganze Methode unbequem.

Die Gestänge sind nach Fig. 686 und 687 aus zwei 1 Zoll tief verkämmten Reihen von Holzstangen zusammengesetzt und am Stoss durch Eisenplatten *p* und je zwei Schrauben verbunden. Die hölzernen Tritte sind auf gebogenen Schienen *s* und diese durch Schrauben, welche zugleich die Gestänge verbinden, an letzteren befestigt.

Am Schreibfeder-Schacht wurden bei dem der Hauptsache nach wie früher construirten Gestänge zwei Drahtseile in Nuthen an der Verkämmung eingesetzt, also im Gestänge eingeschlossen. Wenn nun auch die Drahtseile beim Anlegen der Holzstangen angespannt werden, kann sich doch später diese Spannung ungleichförmig vertheilen, auch sind die Seile der Beaufsichtigung entzogen, daher solche Gestänge nicht zu empfehlen sind.

In neuerer Zeit bringt man am Harz die Tritte nicht dicht am Gestänge, sondern 10 bis 12 Cent. davon entfernt an, wodurch das Fahren erleichtert ist.*)

Fig. 673 und 674 zeigen die Tritte der zu Mariemont im Hennegau aufgestellten Fahrkunst von Warocquè**), welche sich in einem elliptischen Schacht befindet. Die Trittbretter, in Entfernungen von 3^m gleich der halben Hubhöhe angebracht, sind mit rauhem Blech bedeckt, auf 4 sich kreuzenden Schwellen befestigt, und besitzen bei einem der Gestänge einen Ausschnitt, um den Raum zur Aufstellung der saigeren Fahrt *f* zu gewinnen. Die einander zugekehrten Theile der Tritte sind um Charniere aufwärts drehbar. Geländer *g* schützen die Fahrenden und trennen die Räume, wo Ein- und Ausfahrt stattfinden.

Die zweckmässigste Construktion der Holzgestänge ist die bei Pumpen übliche Fig. 707; die Balken, 10 bis 12^m lang, werden stumpf zusammengestossen und durch 2 oder 4 angelegte Eisenschienen und Schrauben verbunden. Letztere sind im Zickzack anzuordnen,

*) Preuss. Zeitschrift 1869, 17. Bd. S. 88.

**) Annales des mines 1845, 4. Reihe, 7. Bd. S. 333.

damit das Holz nicht spalte, und sollen so fest angezogen werden, dass schon die Reibung zwischen Schienen und Gestängen die Trennung beider verhindert. Die Verbindung bietet genügende Sicherheit, wenn der tragende Querschnitt des Eisens gleich $^1/_8$ von dem des Holzes ist; sind also a die Seite des quadratischen Gestängquerschnittes, δ der Durchmesser der Schraubenlöcher, d die Dicke und b die Breite der 4 Eisenschienen, so kann man

(14) $4(b-\delta)\,d = {}^1/_8\,a\,(a-\delta)$

setzen. Ferner kann

(15) $b = \frac{2}{3}\,a,\ \delta = \frac{a}{6}$

genommen werden, und hiemit folgt aus (14)

$$2\,d = \frac{5}{48}\,a$$

oder nahe

(16) $d = \frac{a}{20}.$

An jeder Schiene werden 8 bis 10 Schraubenlöcher in 0·35 bis $0{\cdot}4^{m}$ Entfernung angebracht.

Bei den Cornwaller Fahrkünsten*) ist die obige Gestängeverbindung in Anwendung; die Befestigung der Tritte zeigen Fig. 688 und 691. Diese ruhen auf einer Eisenschiene von 2 Cent. Breite und 1·5 Cent. Stärke, welche bei a an das Gestänge gelegt, zu beiden Seiten erst horizontal gegen den Vorderrand des Trittes, dann abwärts gegen das Gestänge gebogen und daselbst angenagelt ist; an den Theil a schliesst sich ein vertikaler Arm, der durch eine Klammer und Nägel mit dem Gestänge verbunden wird. Auch verwendet man Winkeleisen, welche an beiden Seiten des letzteren befestigt sind. Die Tritte haben 0·3 bis $0{\cdot}4^{m}$ Seitenlänge, 4 Cent. Stärke und lassen 15 bis 18 Cent. Zwischenraum. Die Klammern k Fig. 688, welche zum Anhalten dienen, sind $0{\cdot}6^{m}$ lang und 2 Cent. stark.

Die Führungen dieser Gestänge, welche in den von den Tritten durchlaufenen Raum nicht eingreifen dürfen, und in 18^{m} Abstand angebracht sind, zeigen die Fig. 692 bis 694. Es wird entweder mit dem Gestänge g Fig. 693 ein Querholz a verbunden, welches in festen Führungen f gleitet, oder nach Fig. 694 die Leitung durch lange mit den Gestängen sich bewegende Hölzer c erzielt, die in Nuthen der horizontalen Balken r laufen, wobei das Gestänge theilweise mit Schleifbrettern armirt ist; endlich nach Fig. 692 am Ge-

*) Annales des mines 1859, 5. Reihe, 15. Bd. S. 12.

stänge ein Brett *a* befestigt, welches sich zwischen den Haken *b* bewegt; in den drei Figuren sind *t* die Tritte.

Auch sind Rollen von 0·45 bis 0·76^{m} Durchmesser mit 8 Cent. breiten Spurkränzen in Anwendung, welche bei ihren grossen Dimensionen allerdings den Dienst nicht versagen werden.

Die in 70^{m} Abstand eingebauten Fangvorrichtungen besitzen die aus Fig. 669 ersichtliche Construktion und dienen zugleich als Führungen. An die Rückseite der Gestänge *g* sind Zwischenhölzer und an diese die Balken *a* gelegt, durch eiserne Bügel, geschlitzte Vorlegplatten *c* und Schrauben befestigt; mehrere in den Schachtstössen eingebühnte, auf einander liegende Balken *p* begrenzen den Niedergang des Gestänges. Letzteres und der Balken *a* sind mit Schleifbrettern versehen.

Zur Gewichtsausgleichung dienen Balanciers mit Gegengewichten, welche durch eiserne oder hölzerne Zugstangen mit dem Gestänge in Verbindung stehen. Die hölzernen Zugstangen erhalten eine grosse Länge (18^{m}) und sind daher hinreichend biegsam, dass sie nach Fig. 685 durch Bügel und Schrauben unveränderlich am Gestänge befestigt werden können. Auf United Mines ist eine gegenseitige Ausgleichung nach Fig. 671 und 670 hergestellt, indem an der Rückseite der Gestänge Zahnstangen *z* befestigt sind, welche mit dem Getriebe *g* in Eingriff stehen; die Axe des letzteren ist durch eine Zugstange mit einem Balancier mit Gegengewicht verbunden, das die Last beider Gestänge theilweise ausgleicht. Gegen eine feste Lagerung des Getriebes *g* ist dabei der Vortheil erreicht, dass die Länge der Gestänge sich ändern kann und doch stets gleichviel vom Gewicht derselben ausgeglichen ist; die Balancier-Arme erfordern nur eine geringe Länge (0·6 und 2·4^{m}), da die Stellung der Axe des Zahnrades sich während des Ganges nur wenig ändert. Dagegen ergibt der Zahndruck eine horizontale Componente, welche die Zahnstangen gegen ihre Führungen presst und eine bedeutende Reibung hervorruft.

Ist die Hubhöhe gleich dem halben Abstand der Tritte, so können die Führungen der Gestänge $g\,g_1$ Fig. 695 auch durch je 2 Einstriche *e* und darauf gelegte Querhölzer *q* gebildet werden. Dieselben sind in den Intervallen anzubringen, welche die sich bewegenden Tritte frei lassen. Ist mit der Führung eine Fangvorrichtung zu verbinden, so kann man nach Fig. 682 die Zahl der Einstriche *e* vermehren und an den Seitenflächen der Gestänge, wo sich keine Tritte befinden, Fangbalken *f* durch eine Anzahl Schrauben befestigen.

Fällt an die betreffende Stelle eine Gestängeverbindung, so ersetzen zugleich die Hölzer *f* zwei von den eisernen Verbindungsschienen.

Construktion der Eisengestänge. Es kommen Gestänge aus Drahtseilen, Flach-, Rund- und Winkeleisen vor.

Drahtseile allein als Gestänge kamen am Harz zur Verwendung. Jedes Gestänge wurde aus zwei parallel fortlaufenden Seilen hergestellt, an welchen man behufs der Führung lange Balken befestigte. Diese Construktion soll besonders für wechselnde Neigung entsprechen. Doch ist eine Dehnung der Seile zu besorgen, und wenn schon Eisenstangen gegen hölzerne den Nachtheil grösserer Biegsamkeit zeigen, sind Drahtseile um so weniger zu empfehlen. Auch fanden letztere keine weitere Verbreitung.

Von den anderen Arten zeigen Winkeleisen die grösste Steifigkeit und verdienen aus diesem Grunde den Vorzug. Derartige auf der Grube Gewalt verwendete Gestänge zeigt Fig. 689*); am Zusammenstoss zweier Stangen sind in der Rippe des Winkeleisens Einschnitte angebracht und die Verbindung erfolgt durch angelegte Platten Fig. 690 und Schrauben. Die Rippe gehört also nicht zum tragenden Querschnitt. Die sonstige Einrichtung ist in Fig. 696 und 697 dargestellt. Jedes Gestänge besteht aus 2 Winkeleisen; die Verbindungen befinden sich in Abständen von $6{\cdot}3^{m}$ gleich der doppelten Hubhöhe und an den Verbindungsstellen sind die 5·3 Cent. starken, 66 Cent. langen und 56 Cent. breiten eichenen Tritte mittelst eiserner 5·3 Cent. breiter und 1·7 Cent. dicker Schienen *s* befestigt. Die oberste und unterste Verbindungsschraube der Gestänge geht durch die Enden der Schiene *s*. Die einander zugekehrten Theile der Tritte sind um Charniere aus Rothkupfer aufwärts drehbar, die Holzleisten *a* schützen den Fahrenden gegen Ausgleiten nach dem Raum *R*, wo sich saigere Fahrten befinden. Der Abstand zwischen den Tritten beträgt nur 2·7 Cent. Die Führung der Gestänge erfolgt durch gusseiserne Backen *ef*, Platten *d* und *g*, welche letztere den Zimmerungsbalken *n* an drei Seiten berühren und daran festgenagelt sind. An den nächst der Förderabtheilung *F* Fig. 697 befindlichen Gestängschienen sind Handgriffe $h\,h_1$ Fig. 696 befestigt; der Fahrende steht mit dem Gesicht dem Förderschacht zugekehrt. An die Griffe h_1 schliessen sich horizontale Schienen, welche die beiden Stränge des betreffenden Gestänges verbinden und eine Barrière gegen den Raum *R* bilden. An den Tritten ist ein Signalzug *t* befestigt.

*) Preuss. Zeitschrift 1854, 1. Bd. S. 120.

Der Raum, den die Fahrkunst einnimmt, ist mit Brettern verschallt, theilweise selbst an der gegen *R* gekehrten Seite; da aber dort schon die Verlängerung der Handgriffe h_1 einen Schutz bietet, wäre es vortheilhafter, den Zutritt von der Kunst zu den Fahrten durchgehends offen zu lassen.

Die Ausgleichungen sind in ungefähr 100^m Abstand angebracht und nach Fig. 675 bis 677 ausgeführt. An den beiden Schienen jedes Gestänges sind gusseiserne Platten *a* festgeschraubt, durch deren Enden Eisenstangen *b* gesteckt und mit Ketten verbunden, welche über die Scheiben *s* laufen. Die Lager der letzteren sind auf den Eisenplatten $c c_1$, und diese an den hölzernen 5·5^m langen Bolzen *d* befestigt; um für die Bewegung der Ketten freies Spiel zu lassen, wurden nächst den Ausgleichungen die hölzernen Einstriche ebenfalls durch Eisenplatten ersetzt, welche vertikal unter *c* Fig. 676 liegen und mit den Bolzen *d* verschraubt sind. Beim Auf- und Niedergang der Gestänge drehen sich die Scheiben *s* abwechselnd in entgegengesetzter Richtung.

Bei der einfachwirkenden Fahrkunst der Grube Zollverein*) besteht das Gestänge aus 4 Reihen von Winkelschienen, die 1·18^m langen und 0·59^m breiten Tritte sind in Entfernungen von 4·2^m angebracht, an den 4 Ecken mit dem Gestänge verbunden und enthalten zwei Abtheilungen für die Ein- und Ausfahrenden; der Abstand gegen die festen Tritte beträgt 4 Cent. Letztere sind 1·18^m lang, 1·08^m breit und durch Fahrten verbunden.

Die Gestänge der älteren Fahrkunst am Mariaschacht bei Pribram**) bestehen nach Fig. 683 und 684 aus je 4 Reihen Flachschienen von 2·52^m Länge, die durch Zwischen- und Schlussplatten *b*, sämmtlich von der aus Fig. 683 ersichtlichen Form, und 4 Bolzen verbunden sind, welche beiderseits Vorstecknägel besitzen, so dass man einzelne Schienen abnehmen kann, ohne den Zusammenhang der Gestänge aufzuheben. Die Hubhöhe ist 3·78^m, der Abstand der Tritte 7·56^m; letztere lassen 10·5 Cent. Zwischenraum, sind 0·95^m lang, 0·52^m breit und nach Fig. 700 und 701 mit den Gestängen durch Bleche *b* verbunden, welche an den Schlussplatten der Gestängeverbindung liegen und an den Enden entsprechend gebogen sind, um die Unterlagsbalken der Trittbretter zu stützen. Einerseits von den Gestängen befinden sich die Ein-, anderseits die Ausfahrenden.

*) Freiberger B. u. h. Zeitg. 1857, 6. Bd. S. 185.

**) „Erfahrungen“ 1856, S. 15.

Die Führungen sind wie in Fig. 695 (S. 403) angeordnet und für jedes Gestänge durch 1 Einstrich *p* Fig. 700 und 701, 2 Längs- und 2 Querbalken *qr* gebildet, die Gestänge mit Schleifbrettern armirt, wie der Schnitt in Fig. 701 zeigt. Als Fangapparat wirkt ein unter dem Tritt eingesetzter schmiedeiserner Fangbolzen *f* Fig. 700 und 678; der Stoss beim Aufsetzen wird durch eine Korkschicht *u* gemildert, auf welcher ein Brett liegt. Die Führungen sind an dem 456^m langen Gestänge in der oberen Hälfte 30^m, in der unteren 15^m von einander entfernt; der Abstand der Fangvorrichtungen beträgt 60^m.

Die Ausgleichungen, ebenfalls in 60^m Entfernung angebracht, bestehen nach Fig. 698 und 699 aus Rollen *s*, über welche Ketten gelegt sind, die zu den am Gestänge befestigten gusseisernen Balken *a* herablaufen. Die Lager der Scheiben *s* ruhen auf gegossenen aus je zwei Stücken bestehenden, in das Gestein eingelassenen Trägern, deren Querschnitt Fig. 681 zeigt; dieselben sind mit Ausschnitten für die Rolle und die Ketten versehen. Zur Führung der Balken *a* dienen die mit Winkelschienen beschlagenen Holzsäulen *b* Fig. 698, welche unten auf Einstrichen ruhen, oben durch Querhölzer verbunden sind (vergl. Fig. 681). Die äusseren von den Balken *b* sind in den oberen Träger eingelassen. Einen der Balken *a* zeigen Fig. 679 und 680. Derselbe ist aus zwei Platten *p* zusammengesetzt, innerhalb deren das Gestänge durch Keile *n* eingeklemmt ist; zwischen den Gestängschienen befindet sich eine durch einen Schraubenbolzen festgehaltene Einlage. Die Balken *p* sind ferner am Ende zwischen zweitheiligen Muffen *q* eingeschlossen, welche sich an den Führungsbalken bewegen; die Keile *o* erhalten die Muffe *q* in dem gehörigen Abstand. Durch einen Bolzen *c* ist das Gestänggewicht auf die Balken *p* übertragen. Ober den Muttern der Tragstangen *r* sind Bufferfedern *g* eingesetzt, um zu verhüten, dass bei einer Dehnung der Gestänge diese nicht ganz entlastet werden und mehr schwanken, bei einer Dehnung der Ketten aber die Ausgleichung nicht unwirksam werde.

Neben der Fahrkunst-Abtheilung befindet sich eine solche für gewöhnliche Fahrung, deren Bühnen in Abständen gleich der Entfernung der Tritte angebracht sind, so dass man nach jedem zweiten Hub absteigen kann.

Die Gestänge der neuen Fahrkünste am Maria- und Annaschacht zu Pribram zeigen dieselbe Construktion, nur wurden die Schienen nicht wie in Fig. 683 und 684, sondern in einer Reihe, mit den Breitseiten einander zugekehrt angeordnet, weil die Monti-

rung dabei leichter ist und mehr Raum auf den Tritten frei wird. Am Mariaschacht kamen die alten Schienen theilweise zur Anwendung, am Annaschacht, wo der Hub nur 3·16^m, die Entfernung der Tritte 6·32^m beträgt, erhielten dieselben 3·16^m Länge und wurde von oben gegen unten nicht nur der Querschnitt, sondern auch die Zahl der Schienen, und zwar von 4 bis auf zwei, vermindert. Die Tritte, Führungen, Fang- und Ausgleichvorrichtungen verblieben wie bei der alten Mariaschachter Fahrkunst, nur wurden die Tragbalken für die Ausgleichungsrollen aus Blech construirt.

Bei den Fahrkünsten von Hanrez*) sind die Gestänge ebenfalls aus Flachschienen zusammengesetzt; jedes besteht nach Fig. 709 und 710 aus 3 Reihen solcher Schienen *s*, welche an den Stössen nach Fig. 708 durch angelegte Eisenplatten und Schrauben verbunden sind. Die Tritte ruhen auf gebogenen Winkeleisen von 4·5 Cent. Breite, 0·7 Cent. Stärke am Rand und 1 Cent. in der Mitte, und sind behufs Aufklappens mit Charnieren aus starkem Leder versehen; der drehbare Theil ist durch das verlängerte Winkeleisen oder durch besondere an dem übrigen Theil des Trittes befestigte Eisenstangen *a* gestützt. Als Geländer wurden an den Gestängen Blechmäntel von 1·5^m Höhe und 1 Millimeter Stärke befestigt, bei den neueren Ausführungen nur hufeisenförmig gebogene Eisenstangen. Der Zwischenraum der Tritte ist 3·5 Cent., der vertikale Abstand gleich der Hubhöhe von 3^m.

Die Führungen sind in Abständen von 12 bis 15^m angebracht und durch Gusseisenplatten *e* hergestellt, an welchen die Gestänge mit 1 Cent. dicken Streifschienen gleiten.

Die Ausgleichungsrollen *r* befinden sich nach Fig. 713 an einer gemeinschaftlichen Welle *a*, welche 10 Cent. Stärke besitzt, daher die Breite der Tritte *t* nächst den Ausgleichungen so weit reduzirt ist, dass ihr Abstand 12 Cent. beträgt. Der Rollen-Umfang hat den aus Fig. 711 ersichtlichen Querschnitt und führt zugleich die nächstliegenden Gestängschienen *e*; die Ketten endigen in eine Schraubenstange, welche durch einen an der Verbindungsplatte der Gestängschienen befindlichen Vorsprung gesteckt ist. Um die Spannung der Ketten gleichförmig zu erhalten, gab man auf der Grube l'Aumonier den Lagern der Kettenscheiben die Einrichtung Fig. 712. An den Bolzen *a* ist die Platte *q* aufgehängt, *p* verschiebbar, und zwischen beiden eine Feder eingelegt. Das im Ständer verschiebbare Lager

*) Revue universelle 6. Bd. S. 224; Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1860/1, 6. Bd. S. 83.

ist mittelst der Stange *c* durch die Platte *p* gestützt. Bei einer Dehnung der Ausgleichketten wird also die Platte *p* gehoben, bei einer Dehnung der Gestänge senkt sich dieselbe und es ist stets ein der jeweiligen Federspannung entsprechender Theil des Gestänggewichtes ausgeglichen.

Bei der einfachwirkenden Fahrkunst zu Angleur*) besteht das Gestänge aus Rundeisen; Fig. 717 ist der Schnitt und Fig. 718 die Unteransicht eines Trittes. Die Verbindung der Gestänge erfolgt durch längliche Flantschen und Schrauben; zwischen den Flantschen ist der horizontale Rand eines Rahmens aus Winkeleisen eingeklemmt, und auf diesem eine doppelte Bretterlage von 0·62^{m} Länge und 0·5^{m} Breite befestigt. Das Brett *a* ist um Charniere drehbar. Besondere Handgriffe fehlen, da das runde Gestänge selbst zum Anhalten dient; nach der Form des Trittes gebogene, an den Gestängen feste Eisenstangen dienen als Geländer. Das Uebersteigen erfolgt nach vorne, daher man sich nach jedem Hub umkehren muss. Die festen Tritte sind 1·5^{m} lang und 0·7^{m} breit und durch Fahrten verbunden. Der Abstand der Tritte ist gleich der Hubhöhe von 4^{m}.

Der Durchmesser der Rundstangen nimmt nach je 16^{m} um 0·1 Cent. ab und beträgt ganz unten nur 2·5 Cent., wobei sich schon ein unangenehmes Schwanken fühlbar macht.

Die Führungen, zugleich Fangvorrichtungen zeigen Fig. 714 in der Vorder- und Fig. 715 in der Ansicht von unten. Nächst einem Tritt sind am Gestänge Holzbalken *d* befestigt, welche an den Leitsparren *l* gleiten und bei Ueberschreitung der normalen Hublänge sich auf die Einstriche *e* Fig. 714 setzen.

Zur Ausgleichung dienen über Rollen laufende Ketten, welche einerseits an den Gestängverbindungsflantschen befestigt sind, anderseits Gegengewichte tragen. Es zeigte sich, dass man nicht zu viel ausgleichen dürfe, weil sonst das unbelastete Gestänge beim Niedergang seine Spannung verliert und schwankt; man beseitigte daher die unterste von den 3 Ausgleichungen, welche an dem 240^{m} langen Gestänge in 9, 69 und 180^{m} Tiefe angebracht waren und liess von den 7000 Kil. Gestänggewicht 500 Kil. unausgeglichen, welche die Nebenhindernisse beim Niedergang überwinden.

Die Gestänge der Fahrkunst am Heinrich-Wilhelm-Schacht zu Seraing**) bestehen aus je 4 an den Ecken der trapezförmigen Tritte fortlaufenden Rundstangen, deren Theile durch horizontale Bolzen gelenkartig verbunden sind.

*) Beschrieben von Habets, Revue universelle 1864, 15. Bd. S. 97.

**) Ponson's Steinkohlenbergbau, deutsch von Hartmann, S. 779.

Bewegungsmechanismus und Hauptausgleichung der Gestänge.

Da der Mechanismus, welcher zur Uebertragung der Bewegung von der Kraftmaschine auf die Gestänge dient, in den meisten Fällen auch zur Gewichtsausgleichung der letzteren benützt werden kann, sollen beiderlei Einrichtungen unter Einem behandelt werden.

Der Bewegungsmechanismus ist insbesondere verschieden bei den Fahrkünsten mit und ohne Rotationsbewegung, die Ausgleichung eine andere, je nachdem ein oder zwei Gestänge vorhanden sind. Bei einfachem Gestänge fällt die Hauptausgleichung weg und sind nur die früher angegebenen Apparate in Anwendung. Zwei Gestänge dagegen müssen derart gekuppelt werden, dass sie sich stets nur gleich weit nach entgegengesetzten Richtungen bewegen könnnen, und diese Kupplung wirkt in der Regel als Hauptausgleichung; die sonstigen dienen nur zur Erhöhung der Sicherheit.

Fahrkünste ohne Rotationsbewegung. Der Betrieb derselben erfolgt durch Dampfmaschinen. Bei einfachem Gestänge ist dieses direkt mit der Kolbenstange eines einfachwirkenden Dampfcylinders verbunden. Das Gewicht des Gestänges ist so weit auszugleichen, dass dessen Niedergang auch ohne Belastung selbstthätig erfolgt; das dazu nothwendige Gegengewicht bestimmt man in jedem Falle durch Versuche. Je grösser die Zahl der Ausgleichungen, desto weniger Nachtheil erwächst aus einem Gestängebruch; um aber das Schwanken zu vermeiden, ist es vortheilhaft, diese Apparate vorzüglich am Obertheil der Gestänge anzubringen.

Sind zwei Gestänge vorhanden, so kommen folgende Einrichtungen vor.

1) Die Fahrkunst von Warocquè*) Fig. 716 wird durch einen doppeltwirkenden Dampfcylinder d betrieben. Die Gestänge $g g_1$ sind an Kolben aufgehängt, welche in zwei oben offenen, mit Wasser gefüllten Cylindern $w w_1$ spielen. Die Kolbenstangen der Cylinder w und d sind mit einander verbunden. Beim Aufgang des Dampfkolbens wird das Gestänge g gehoben, das andere geht durch sein Eigengewicht nieder, indem das Wasser aus dem unteren Theil von w_1 nach w strömt. Zugleich fliesst das Wasser aus dem Obertheil von w nach w_1. Beim Niedergang des Dampfkolbens ist die Wasserströmung die umgekehrte, das Gestänge g_1 wird gehoben. Da die

*) Annales des mines 1845, 4. Reihe, 7. Bd. S. 333.

Wasserspiegel in w und w_1 stets gleich hoch sind, ist die Ausgleichung immer eine vollständige. Hat wegen Undichtheit der Kolben die Wassermenge unter denselben abgenommen, so wird der Verlust durch eine Pumpe ersetzt, deren Druckrohr bei p einmündet.

Die Dampfkolbenstange ist abwechselnd einem Druck und einem Zug ausgesetzt; wesentlicher ist der Uebelstand, dass auch bei sorgfältiger Wartung die Wassermenge in den Ausgleichungscylindern nicht constant erhalten werden kann, daher die Gestänge nicht in der richtigen Höhe zum Stillstand kommen.

2) Bei der Fahrkunst zu Rive-de-Gier*) sind zwei einfachwirkende Dampfcylinder in Anwendung, unter denselben zwei Wassercylinder aufgestellt, deren Kolben einerseits mit den Dampfkolben, anderseits mit den Gestängen durch Kolbenstangen in Verbindung stehen. Die Wassercylinder communiciren oben und unten durch Röhren; zwischen diesen Cylindern befindet sich eine horizontale Welle, an deren Enden zwei Scheiben befestigt sind, über welche Ketten von dem einen zum anderen Gestänge laufen. Letztere können daher nur die gleiche Hubhöhe zurücklegen; wenn jedoch die Wassermenge unter den Kolben der Ausgleichungscylinder nicht genau gleich bleibt, so wird die Gestängelast nur durch die Ketten getragen und die Wassercylinder erfüllen nur den Zweck, durch eine im unteren Verbindungsrohr derselben angebrachte Drosselklappe die Geschwindigkeit des Ganges reguliren zu können.

3) Bei den unten beschriebenen Fahrkünsten von Hanrez**) Fig. 720 sind zwischen den Kolbenstangen der einfachwirkenden Dampfcylinder $D D_1$ und den Gestängen $g g_1$ Zahnstangen n eingeschaltet, welche mit dem fest gelagerten Rade z in Eingriff stehen und durch Rollen $r r_1$ geführt werden. Fig. 724 ist der Horizontalschnitt durch letztere. Die Zahnstangen n bestehen wie der Kranz des Rades z aus Schmiedeisen, die Zähne sind mit grösster Genauigkeit mittelst einer besonderen Maschine geschnitten. Nur unter dieser Bedingung lässt sich ein guter Gang erwarten, der indessen nach erfolgter Abnützung nicht anhalten dürfte; Zahnräder sind für so grosse Druckkräfte, wie sie vom Gestänggewicht herrühren, nicht tauglich. Zu Pribram, wo allerdings das Gestänggewicht beträchtlich grösser ist, musste die Einrichtung wegen der heftigen Stösse bald wieder abgeworfen werden.

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1860/1, 6. Bd. S. 110.

**) Ebendas. S. 83; Revue universelle, 6. Bd. S. 224.

4) Bei der von Combes vorgeschlagenen Einrichtung*), welche auch die ältere Pribramer Fahrkunst zeigt, sind die Kolbenstangen der zwei einfachwirkenden Cylinder $c c_1$ Fig. 702 über letztere hinaus verlängert und mit einer Kette in Verbindung, welche den unteren Theil der Scheibe s_2 umfasst und über zwei andere Scheiben $s s_1$ zu den erwähnten Kolbenstangen geleitet ist. Die Scheiben $s s_1$ haben die aus dem Grundriss Fig. 705 ersichtliche schräge Stellung. Diese complicirte Anordnung ist dadurch begründet, dass eine einzige ober den Cylindern aufgestellte Scheibe nur einen Durchmesser gleich dem Abstand der Gestänge erhalten kann, eine solche Scheibe aber für die grossen Dimensionen der Ausgleichungskette zu klein ist.

Zu Pribram traten fortwährend Brüche der Kettenscheiben ein, so dass man, nachdem die Ausgleichung mit Zahnrädern sich auch nicht bewährte, darauf zurückkam, doch nur eine kleine Scheibe in der besprochenen Art aufzustellen und darüber drei Ketten mit gewöhnlichen ovalen Gliedern von geringeren Dimensionen zu legen; dabei können aber die mittelst Schraubenmuttern angezogenen Ketten verschieden gespannt sein. In der That kamen auch Brüche vor, bei welchen die Ausgleichungen in der Grube eine um so wichtigere Rolle zu spielen hatten.

Endlich könnte man, vielleicht am zweckmässigsten, die Ausgleichung wie unten durch Kunstwinkel herstellen, deren Verbindungsstange gegabelt sein müsste, um den Gestängen Raum zu lassen; dann fiele aber der letzte Vortheil gegen rotirende Fahrkünste, die grössere Einfachheit, weg.

Fahrkünste mit Rotationsbewegung. Diese werden durch Wasserräder oder doppeltwirkende Dampfmaschinen betrieben.

Bei einfachem Gestänge sucht man den Widerstand für den Auf- und Niedergang möglichst gleichförmig zu vertheilen, damit die kleinsten Schwungmassen auf den rotirenden Wellen erfordert werden. Man gleicht daher nebst dem Gestänggewicht G noch das halbe Gewicht der grössten auf den Tritten befindlichen Zahl M Menschen aus, d. h. man nimmt das Gegengewicht

(17) $Q = G + 0{\cdot}5\, M\gamma,$

unter γ das Gewicht eines Mannes verstanden. Setzt man $M\gamma = 1$, so ist, abgesehen von Nebenhindernissen, der Widerstand für den Auf- und Niedergang

*) Combes' Bergbaukunst, deutsch v. Hartmann, 2. Band S. 302; Ponson's Steinkohlenbergbau, deutsch v. Hartmann, S. 779.

beim Einfahren allein — 0·5 und — 0·5
„ Ausfahren „ 0·5 „ 0·5
„ gleichzeitigen Aus- und Einfahren 0·5 „ — 0·5

Wird dagegen G allein ausgeglichen, so ändern sich diese Werthe der Reihe nach in 0 und —1, 1 und 0, 1 und —1, die Differenz der Widerstände beim Auf- und Niedergang ist also durchgehends grösser.

Am häufigsten erfolgt die Uebertragung der Bewegung durch doppelte und einfache Kunstwinkel (Kreuze oder Kunstkreuze und Halbkreuze); nebstdem kommen Krümmlinge und Balanciers vor und sind einige projektirte Mechanismen zu besprechen.

1) Eine Anordnung mit Kunstkreuzen zeigt Fig. 742. Diese sind Winkelhebel, um O und O_1 drehbar, durch die Stangen AC und A_1C_1 mit den Gestängen und durch BB_1 unter einander verbunden. Die Stange B_1D_1 überträgt die Bewegung von einer Kurbel oder dem in einem Arm des Transmissionsrades befestigten Zapfen direkt oder mittelst einer eingeschalteten Zwischenstange an die Kunstwinkel, die Gestänge erhalten daher stets gleiche und entgegengesetzte Bewegung.

Je kürzer die Stange AC, desto länger soll der Arm AO des Kunstwinkels sein, damit die schon im Schachte befindliche Führung des bei C anzubringenden Gleitstückes keinen zu starken Seitendruck erleide. Man findet die Länge $l = AO = 0{\cdot}9\,h$ bis h für $AC = 3\,h$ bis $2{\cdot}5\,h$; bei geringer Länge der letzteren Stange, für $AC = 1{\cdot}5\,h$, soll l wenigstens gleich $1{\cdot}2\,h$ sein. Die Stellung der Kunstwinkel ist dadurch bestimmt, dass die verlängerte Gestängaxe die Linie AJ halbiren soll, deren Endpunkt J die Projektion der tiefsten oder höchsten Stellung a von A ist.

Der Arm BO kann auch kürzer als AO angenommen und dadurch die nothwendige Länge der Kurbel und der Schubstange B_1D_1 reduzirt werden; doch wächst dabei der Druck auf den Kurbelzapfen, auch darf der Winkel β nicht zu klein werden, weil sonst die Theile zu stark in Anspruch genommen sind.

Die Spannungen der Theile des Kunstwinkels ergeben sich auf folgende Art. Seien G das Gewicht eines Gestänges, M die grösste Zahl der darauf befindlichen Menschen und γ das Gewicht eines der letzteren, so ist die grösste Spannung P der Stange AC

(18) $P = G + M\gamma$.

Sei ferner Fig. 743 eine beliebige Stellung des Kunstwinkels während des Hubes, so zerlegt sich die nahe constant vertikale Kraft P in den Druck D in AO und in die Spannung S von AB; be-

zeichnet man die Winkel wie in der Figur angegeben, wobei β constant und α veränderlich ist, so ergibt sich

(19) $D = P \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin \beta}$

(20) $S = P \frac{\sin \alpha}{\sin \beta}$.

Der Druck P wächst, da $\alpha + \beta > 90^0$ ist, beim Gestänge-Aufgang und erreicht seinen grössten Werth für $\alpha + \beta = 90^0$, d. h. wenn die Stange AB horizontal ist; bei den gebräuchlichen Längen der Kunstwinkel-Arme wird aber diese Stellung nicht erreicht, der Maximalwerth von D tritt also zu Ende des Aufganges ein, wo der Vertikalabstand AK zwischen A und O gleich ist $\frac{h}{2}$; da $AO = l$ ist, wird für diese Stellung

(21) $\cos \alpha = \frac{h}{2l}$,

ferner ist wegen $BO = l_1$

(22) $\cot \beta = \frac{l}{l_1}$.

Mit diesen Werthen erhält man aus (19)

$$D = P(\sin \alpha \cot \beta + \cos \alpha)$$

(23) $D = P\left[\frac{l}{l_1}\sqrt{1 - \left(\frac{h}{2l}\right)^2} + \frac{h}{2l}\right]$.

Die Spannung S dagegen wird am grössten für $\alpha = 90^0$, d. h. beim mittleren Gestängehub, es ist daher der Maximalwerth von S nach (20) und (22)

$$S = \frac{P}{\sin \beta} = P\sqrt{1 + \cot \beta^2},$$

(24) $S = P\sqrt{1 + \left(\frac{l}{l_1}\right)^2}$.

Die Stange BB_1 Fig. 742 bleibt ferner stets horizontal; die Spannung S von AB Fig. 743 zerlegt sich in den Druck D_1 in BO und D_2 in BB_1, und man erhält

$$D_2 = S \frac{\sin(90 - \beta)}{\sin(180 - \alpha)} = S \frac{\cos \beta}{\sin \alpha},$$

oder wegen (20) und (22)

(25) $D_2 = P \cot \beta = P \frac{l}{l_1}$,

wie schon aus der Gleichheit der statischen Momente der Kräfte D_2 und P, bezogen auf O, hervorgeht; ferner

$$D_1 = S\frac{\sin(\alpha+\beta-90)}{\sin(180-\alpha)} = -S\frac{\cos(\alpha+\beta)}{\sin\alpha},$$

oder wegen (20)

(26) $D_1 = -P\dfrac{\cos(\alpha+\beta)}{\sin\beta}$.

Dieser Werth nimmt von der tiefsten Stellung des Kunstwinkels an ab, bis $\alpha+\beta$ auf 90^0 gesunken ist, wobei $D_1 = 0$ wird; von da an ist $\cos(\alpha+\beta)$ positiv, daher der Druck D_1 negativ wird, d. h. in einen Zug übergeht. Da aber die genannte Stellung nicht erreicht wird, ist BO stets auf Druck in Anspruch genommen und dieser ist am grössten bei der tiefsten Stellung des Punktes A, wo

(27) . . $\cos\alpha = \cos(180 - KaO) = -\cos KaO = -\dfrac{h}{2l}$

wird; mit Rücksicht auf (27) und (22) folgt nun aus (26)

$$D_1 = P(-\cos\alpha\cot\beta + \sin\alpha)$$

(28) $D_1 = P\left[\dfrac{h}{2l_1} + \sqrt{1-\left(\dfrac{h}{2l}\right)^2}\right]$.

Der Druck D_3 auf den Zapfen O ergibt sich, wenn man die äusseren Kräfte D_2 und P, welche constant und mit nahe ungeänderter Richtung, die eine horizontal, die andere vertikal auf den Kunstwinkel wirken, nach O verlegt denkt; es ist D_3 die Resultirende dieser Kräfte, also

$$D_3 = \sqrt{P^2 + D_2^2},$$

oder wegen (25)

(29) $D_3 = P\sqrt{1+\left(\dfrac{l}{l_1}\right)^2}$.

Der zweite Kunstwinkel verhält sich wie der erste; am Punkte B_1 Fig. 742 wirkt die algebraische Summe der Spannungen in BB_1 und B_1D_1, welche keinen höheren Werth erreicht als den unter (25) für D_2 angegebenen.

Man erhält also behufs Berechnung der Dimensionen die Spannung in AC Fig. 743 aus (18), in AB aus (24), den Druck in AO aus (23), in BO aus (28), in BB_1 aus (25) und den auf die Axe O aus (29).

Die Vernachlässigung der Nebenhindernisse in dieser Berechnung kann durch Wahl entsprechender Sicherheitscoëfficienten oder dadurch ausgeglichen werden, dass man $M\gamma$ um etwa 50°/₀ grösser annimmt, als dem wirklichen Werthe entspricht.

Der Verbindungstheil AB, welcher auf Zug in Anspruch genommen ist, wird am besten aus Schmiedeisen in Form zweier Stan-

gen mit Oeffnungen an den Enden angefertigt, welche auf die beiderseits verlängerten Zapfen A und B genau passend aufgeschoben werden. Wenn auch der ganze Kunstwinkel aus Gusseisen besteht, sollen diese Verbindungsschienen doch nicht fehlen. Die Arme AO und BO leisten zwar auch durch ihre Biegungsfestigkeit Widerstand, doch wird die Sicherheit ohne wesentliche Vermehrung der Kosten erhöht, wenn man die Stangen AB auf den ganzen Zug S berechnet. Die Arme des Kunstwinkels müssen auch der Biegung durch Druck widerstehen. Lässt man die Verbindungsschienen AB weg, so ist der Kunstwinkel als Winkelhebel zu berechnen, erfordert aber dann eine viel grössere Stärke.

Die Kunstwinkel bestehen meist aus zwei parallelen, auf der Axe festgekeilten und durch Stehbolzen verbundenen Theilen; bei grossen Dimensionen wird auch jeder der letzteren aus zwei an der Axe überblatteten Armen zusammengesetzt. Die Axen, Zapfen und deren Naben sind nach den allgemeinen Regeln des Maschinenbaues zu construiren. Die Länge der Axe zwischen den Zapfenmitteln findet man gleich $1/4$ bis $1/3$ der Armlänge. Die auf Druck in Anspruch genommene Stange BB_1 Fig. 742 wird gewöhnlich aus Holz gefertigt und mit eisernen Schubstangenköpfen versehen. Abweichende Construktionen sind unten bei Beschreibung der Pribramer Fahrkünste angegeben.

Für ein einfaches Gestänge modifizirt sich die Einrichtung in der durch Fig. 744 dargestellten Art; der um o drehbare doppelte Kunstwinkel überträgt die Bewegung von der Schubstange s auf das Gestänge g; der zweite horizontale Arm dient dazu, um mittelst eines Gegengewichtes q das Gestänggewicht theilweise, oder bei mangelnden Ausgleichungen in der Grube ganz auszugleichen.

2) Eine andere Anordnung zeigt Fig. 755, wobei die Kunstwinkel die umgekehrte Stellung besitzen. Bezüglich der Dimensionen gilt das oben Gesagte, und durch ähnliche Betrachtungen wie früher findet man, wenn P die grösste Spannung der Stange AC bedeutet, folgende grösste Werthe der Kräfte, welchen die Theile ausgesetzt sind:

Druck in AB $P\sqrt{1+\left(\frac{l}{l_1}\right)^2}$

Spannung in AO $P\left[\frac{h}{2l}+\frac{l}{l_1}\sqrt{1-\left(\frac{h}{2l}\right)^2}\right]$

" " BO $P\left[\frac{h}{2l_1}+\sqrt{1-\left(\frac{h}{2l}\right)^2}\right]$

Spannung in BB_1 $P\frac{l}{l_1}$

Druck auf die Axe $P\sqrt{1+\left(\frac{l}{l_1}\right)^2}$

Der Vergleich dieser Werthe mit denen des vorigen Falles zeigt, dass auf die Stangen gleich grosse Kräfte wie früher, doch in entgegengesetztem Sinne wirken, indem jeder Druck in einen Zug umgewandelt ist und umgekehrt.

In diesem Falle wären daher die Arme der Kunstwinkel mit Schmiedeisen zu armiren. Die Stange BB_1 ist auf Zug in Anspruch genommen, daher aus Schmiedeisen oder Holz zu fertigen, die Stange AC kann aus zwei Theilen bestehen, zwischen welchen BB_1 durchgeht; diese Theile müssen jedoch genau gleiche Längen erhalten, weil sonst einer derselben allein dem ganzen Zug P Widerstand zu leisten hat.

Da die Angriffspunkte der Kräfte gegen den Drehpunkt tiefer liegen als im vorigen Falle, ist die Stellung der Kunstwinkel eine stabilere; dagegen befinden sich die Drehungsaxen selbst höher, wodurch das Fundament derselben kostspieliger werden kann.

3) Bei der in Fig. 735 skizzirten Fahrkunstmaschine der Grube Gewalt*) ist die zur Bewegung dienende Schubstange s aufrecht gestellt, ein doppeltes und ein einfaches Kunstkreuz $k\,k_1$ in Anwendung. Das Gewicht des Kunstwinkels k_1 sowie das der Schubstange s muss dabei abgesondert ausgeglichen werden, was durch Belastung des Armes, an welchem das Gestänge g hängt, nahe vollständig erreicht werden kann.

Für die Bewegung durch eine vertikale Schubstange ist die Stellung der Kunstwinkel nach Fig. 735 oder 755 zweckmässiger als nach Fig. 742. Die Fahrung kann nahe oder ganz bis zu Tage erfolgen. Die ganze Anordnung ist jedoch complicirter und die Fundirung schwieriger als bei Fig. 742.

4) Bei englischen Fahrkünsten*) kommt die Einrichtung Fig. 729 vor, wobei die Ausgleichung vom Bewegungsmechanismus getrennt ist. Die Kraftmaschine treibt die Welle a und diese mittelst Getrieben die Zahnräder z, an deren Armen die Warzen der zu den Kunstkreuzen führenden Schubstangen s befestigt sind. Die Kreuze sind nach Fig. 744 angeordnet. Eine abgesonderte Ausgleichung der Gewichte ist dabei allerdings am Platze, da sonst auf die Zähne der Räder der ganze vom Gestänggewicht herrührende Druck

*) Preuss. Zeitschrift 1854, 1. Bd. S. 120.

**) Annales des mines 1859, 5. Reihe, 15. Bd. S. 1.

wirken würde, es ist aber wol kaum nothwendig darauf hinzuweisen, dass auch diese Einrichtung gegen die unter 1) beschriebene an Einfachheit zurücksteht.

Die Art der Umsetzung, welche bei englischen Fördermaschinen mit stehender Welle angewendet ist, um die Bewegung auf eine Fahrkunst zu übertragen, wird hier übergangen, da solche Maschinen nur in dem speziellen Fall der dortigen Verhältnisse vorkommen.

5) Die einfachen Gestänge der Gruben Zollverein*) und Oberhausen**) erhalten ihre Bewegung durch einen Balancier *b* Fig. 728 mit Gegengewicht, welches die Gestängelast nur zum Theil ausgleicht, da für den Rest noch Ausgleichungen in der Grube angebracht sind. Die Kosten eines Balancier sammt Fundament sind jedoch erheblich grösser als die eines Kunstkreuzes für gleiche Hubhöhe.

6) Bei den Harzer Fahrkünsten waren mit der convexen Seite einander zugekehrte Krümmlinge***) im Gebrauch, von welchen Ketten zu den Gestängen herabliefen; die Krümmlinge wurden oben wie Kunstwinkel durch horizontale Stangen gekuppelt. Da die Ketten sich bald abnützten, kam dieser Mechanismus später nicht mehr zur Anwendung.

7) Von den vorgeschlagenen Bewegungsmechanismen sind folgende zu erwähnen. Nach v. Carnall†) und Delvaux de Fenffe††) wären die Gestänge durch direktwirkende Dampfcylinder zu bewegen und deren Kolbenstangen durch untenliegende, gewöhnliche oder Evans'sche Balanciers mit einer Schwungradwelle zu kuppeln. Bei der geringen Zahl Hube der Gestänge und entsprechenden Umgangszahl des Schwungringes würde indessen der letztere, wie die folgenden Rechnungen zeigen, sehr grosse Dimensionen erfordern und die ganze Anlage sich wol kostspieliger herausstellen als die mit Kunstwinkeln.

Das Prinzip einer von Devaux und Guibal†††) vorgeschlagenen Fahrkunstmaschine zeigt Fig. 706. Eine Dampfmaschine *d*

*) Freiberger B. u. h. Zeitung 1857, 11. Bd S 164.

**) Berggeist 1861, S. 217.

***) Annales des mines 1845, 4. Reihe, 7. Bd. S. 342.

†) Preuss. Zeitschrift 1854, 1. Bd. S. 124, Anmerkung.

††) Revue universelle 1859, 5. Bd. S. 193.

†††) Annales des travaux publics de Belgique 19. Bd.; Revue universelle 10. Bd. S. 1.

mit Schwungrad bewegt den Kolben einer Pumpe *p*, welche durch Röhren $e\,e_1$ mit zwei Cylindern $c\,c_1$ communicirt, deren Kolben mit den Fahrkunstgestängen verbunden sind. Der Pumpenkolben drückt Wasser in einen der Cylinder, während dasselbe aus dem andern in die Pumpe zurückströmt. In einem Verbindungsrohr *v* sind zwei Ventile angebracht, von welchen das eine oder das andere sich öffnet und die Verbindung zwischen den Enden des Cylinders *p* herstellt, wenn die normale Spannung des vom Pumpenkolben fortgedrückten Wassers überschritten wird. Der Hub der Gestänge kann daher durch Widerlager begrenzt werden; wenn sich der Pumpenkolben noch weiter bewegt, hat dies nur das Ueberströmen des Wassers von einer zur andern Seite des Cylinders *p* zur Folge. Um Wasserverluste zu ersetzen, sind an den Röhren $e\,e_1$ Saugventile angebracht, die sich öffnen, sobald der Druck unter den atmosphärischen sinkt, und mittelst Saugröhren das Ersatzwasser zuströmen lassen. Die Dimensionen der Pumpe *p* und der Querschnitt der Cylinder $c\,c_1$ können beliebig reduzirt werden, das ganze System ist nicht complizirt, als Nachtheil jedoch wieder die Abhängigkeit von dem richtigen Spiel der 4 Ventile zu bezeichnen. Auch würde das Schwungrad sehr grosse Dimensionen erhalten.

Moissenet*) schlägt, um bei Fahrkünsten mit rotirender Bewegung einen Stillstand der Gestänge nach jedem Hub zu erzielen, daher die mittlere Geschwindigkeit steigern zu können, die Einrichtung Fig. 719 vor. Der Kurbelzapfen *k* ist dabei durch eine kurze Schubstange mit der zur Bewegung der Kunstwinkel dienenden Stange *s* verbunden und der Zapfen der letzteren durch die Rolle *a* in einer Bahn *B* geführt, welche in der Nähe der todten Punkte geradlinig ist. Wenn aber auch der Uebergang der geraden Stücke der Bahn in die kreisförmigen durch Curven vermittelt ist, werden doch bei grösserer Geschwindigkeit an diesen Punkten Stösse eintreten und ist eine baldige Abnützung der Rolle *a* zu erwarten.

Schwungräder für Fahrkünste mit Rotationsbewegung. Es seien Fig. 741 *a* die Kurbelwelle, *S* das Schwungrad, *o* die Vorgelegewelle, *ok* die zur Bewegung der Gestänge dienende Kurbel einer solchen Fahrkunst. Erfolgt der Betrieb durch ein Wasserrad, so ist die tangential an der Kurbelwelle wirkende Betriebskraft constant. Ist der Motor eine Dampfmaschine, so erhält man, indem man eine constante Tangentialkraft in die Rechnung einführt, nur jene Geschwindigkeiten der bewegten Massen richtig, welche zu

*) Annales des mines 1859, 5. Reihe, 15. Bd. S. 34, Anmerkung.

Ende der einfachen Kolbenläufe eintreten. Wie aber die S. 393 angegebenen Werthe von n zeigen, wird mindestens 4 bis 5fache Umsetzung nothwendig, d. h. es entfallen auf jeden einfachen Gestängehub wenigstens 4 bis 5 einfache Kolbenläufe, die innerhalb der letzteren vorkommenden Aenderungen der Tangentialkraft werden also bei der grossen Masse der Gestänge und des Schwungrades keine bedeutenden Aenderungen der Geschwindigkeiten hervorbringen. Man kann folglich die obige Annahme auch für Dampfmaschinen beibehalten, deren System danach ohne Einfluss auf die Geschwindigkeitsänderungen ist.

Bei Stellung der Kurbel ok im todten Punkte befinden sich die Gestänge an entgegengesetzten Enden ihres Hubes. Seien N die Stärke der Maschine in Pferdekräften, n die Zahl Doppelhube der Gestänge pr. Minute, so ist nach einer Drehung der Kurbel ok um 180^0 die von der Kraftmaschine produzirte Arbeit

$$\frac{75 \,.\, 60\, N}{2\, n} = 2250 \frac{N}{n},$$

während der Drehung um den Bogen ω von ok bis ok_1 wird also die Arbeit

$$(30) \quad \ldots\ldots\ldots \quad e_1 = 2250 \frac{\omega}{\pi} \frac{N}{n}$$

produzirt. Die consumirte Arbeit ist der Hubhöhe des Gestänges, daher nahe dem Sinus versus des Bogens ω proportional und wird für eine halbe Umdrehung der produzirten

$$2250 \frac{N}{n}$$

gleich; daher ergibt sich die bei der Drehung um ω consumirte Arbeit e_2 aus der Proportion

$$e_2 : 2250 \frac{N}{n} = 1 - \cos \omega : 2,$$

$$(31) \quad \ldots\ldots \quad e_2 = 2250 \frac{N}{n} \frac{1 - \cos \omega}{2}.$$

Sind G das Gewicht, c_0 und c die Geschwindigkeiten des Schwungringes bei den Kurbelstellungen ok und ok_1, so ist

$$(32) \quad \ldots\ldots\ldots \quad L_1 = \frac{G}{2g}(c^2 - c_0^2)$$

der Gewinn des Schwungringes an lebendiger Kraft.

Die Anfangsgeschwindigkeit der Gestänge ist Null; bezeichnen l und l_1 wie früher die Längen der Kunstwinkel-Arme, so ist Fig. 741

$$\overline{ok} = \frac{l_1}{l} \frac{h}{2}$$

die Länge der Gestängkurbel, und wenn R den Halbmesser und n_1

die Umgangszahl des Schwungringes bedeuten, so ergibt sich die Umfangsgeschwindigkeit der Gestängkurbel bei der Stellung $o k_1$

$$\overline{k_1 r} = \frac{n}{n_1} \frac{l_1}{l} \frac{h}{2R} c.$$

Diese zerlegt sich in zwei Componenten $k_1 p$ und $k_1 q$, und es ist die Geschwindigkeit der Gestänge

$$v = \frac{l}{l_1} \overline{k_1 q} = \frac{l}{l_1} \overline{k_1 r} \sin \omega$$

$$v = \frac{n}{n_1} \frac{h}{2R} c \sin \omega.$$

Ist mithin $\mathfrak{G}$ das Gewicht der Gestänge sammt Mannschaft und der auf die Punkte z reduzirten Masse der Kunstwinkel, so erhält man den Gewinn der Gestänge an lebendiger Kraft

$$(33) \quad \ldots \ldots \quad L_2 = \frac{\mathfrak{G}}{2g} \left(\frac{n}{n_1} \frac{h}{2R} \right)^2 c^2 \sin \omega^2.$$

Nach dem Prinzip der lebendigen Kräfte ist aber

$$e_1 - e_2 = L_1 + L_2,$$

und wenn man hierin die Werthe (30) bis (33) substituirt,

$$2250 \frac{N}{n} \left(\frac{\omega}{\pi} - \frac{1 - \cos \omega}{2} \right) = \frac{G}{2g} (c^2 - c_0^2) + \frac{\mathfrak{G}}{2g} \left(\frac{n}{n_1} \frac{h}{2R} \right)^2 c^2 \sin \omega^2,$$

$$2250 g \frac{N}{n} \left(\frac{2\omega}{\pi} - 1 + \cos \omega \right) = c^2 \left[G + \mathfrak{G} \left(\frac{n}{n_1} \frac{h}{2R} \right)^2 \sin \omega^2 \right] - G c_0^2,$$

$$(34) \quad \ldots \quad c^2 = \frac{2250 g \frac{N}{n} \left(\frac{2\omega}{\pi} - 1 + \cos \omega \right) + G c_0^2}{G + \mathfrak{G} \left(\frac{n}{n_1} \frac{h}{2R} \right)^2 \sin \omega^2}$$

Vernachlässigt man das zweite Glied im Nenner dieses Ausdruckes, so ergibt sich

$$(35) \quad \ldots \quad G c^2 = 2250 g \frac{N}{n} \left(\frac{2\omega}{\pi} - 1 + \cos \omega \right) + G c_0^2.$$

Die Geschwindigkeit c erhält ihren grössten oder kleinsten Werth für

$$\frac{2}{\pi} - \sin \omega = 0, \ \sin \omega = \frac{2}{\pi};$$

diesem Werthe entsprechen die Winkel

$$\omega_1 = 39^0\, 32' \text{ und } \omega_2 = \pi - \omega_1,$$

deren ersterer c zum Maximum c_1, der letztere zum Minimum c_2 macht; es ist mithin wegen $\cos \omega_2 = - \cos \omega_1$

$$G c_1^2 = 2250 g \frac{N}{n} \left(\frac{2\omega_1}{\pi} - 1 + \cos \omega_1 \right) + G c_0^2$$

$$G c_2^2 = 2250\, g \frac{N}{n}\left(\frac{2\pi - 2\omega_1}{\pi} - 1 - \cos\omega_1\right) + G c_0^2$$

$$G(c_1^2 - c_2^2) = 2250\, g \frac{N}{n}\left(\frac{4\omega_1}{\pi} - 2 + 2\cos\omega_1\right) = 9290 \frac{N}{n}.$$

Ist nun C die mittlere Umfangsgeschwindigkeit des Schwungringes, so kann man annähernd

$$\frac{c_1 + c_2}{2} = C$$

setzen, und bezeichnet i den Gleichförmigkeitsgrad, d. i. das Verhältniss der mittleren Geschwindigkeit C zur Differenz der grössten c_1 und kleinsten c_2, so ist

$$\frac{c_1 - c_2}{C} = \frac{1}{i}.$$

Durch Multiplikation beider Gleichungen folgt

$$c_1^2 - c_2^2 = \frac{2C^2}{i}, \text{ daher}$$

$$G\frac{2C^2}{i} = 9290 \frac{N}{n},$$

(36) $GC^2 = 4645\, i \frac{N}{n}.$

Es ist dies die bekannte Formel für das Schwungrad einer Maschine, bei welcher der Widerstand oder Druck in der Schubstange, und der tangentiale Druck, beziehungsweise Widerstand am Kurbelzapfen constant sind, und bei der die schwingenden Massen vernachlässigt werden; die Formel ergibt sich naturgemäss aus den gemachten Voraussetzungen, da die Weglassung des zweiten Gliedes des Nenners in (34) nichts Anderes ist als die Vernachlässigung der lebendigen Kraft des Gestänges.

Die Geschwindigkeit C ist

(37) $C = \frac{2R\pi n_1}{60};$

hat man den Schwungradhalbmesser R entsprechend gewählt, so ergeben sich C und G aus (37) und (36).

Der Gleichförmigkeitsgrad i beträgt bei ausgeführten Maschinen 8 bis 30; es ist jedoch zu empfehlen, nicht unter $i = 15$ herabzugehen.

Will man sich in einem gegebenen Falle überzeugen, ob die Ausserachtlassung der lebendigen Kraft des Gestänges einen merklichen Fehler zur Folge habe, so kann man dazu die Gleichung (34) benützen, in welcher C statt c_0 gesetzt werden darf und

$$g = 9{\cdot}8088^{\mathrm{m}},\ 2\,n_1\,R = \frac{60\ C}{\pi}$$

ist; man erhält daher

$$(38)\ .\ .\ c^2 = \frac{22070\ \frac{N}{n}\left(\frac{2\,\omega}{\pi} - 1 + \cos\omega\right) + G\,C^2}{G + 0{\cdot}00274\ \left(\frac{n\,h}{C}\right)^2 \mathfrak{G}\ \sin\omega^2}.$$

Bestimmt man den ersten Differentialquotienten von c^2 nach ω, so findet man, dass derselbe für $\omega = 0$ positiv, für $\omega = 39^0\ 32'$ und $\omega = 90^0$ negativ wird; für $\omega = 180^0 - 39^0\ 32' = 140^0\ 28'$ ergibt sich ein positiver Werth, wenn

$$G\,C^2 > 4645\ \frac{N}{n},$$

oder wegen (36), wenn $i > 1$ ist. Da Letzteres stets der Fall ist, liegt der Werth von ω, der c zum Maximum macht, zwischen 0 und $39^0\ 32'$, und der Werth, welcher auf das Minimum von c führt, zwischen 90^0 und $140^0\ 28'$. Man berechne daher nach (38) c^2 für von 39 und 140^0 um etwa je 5^0 abnehmende Werthe von ω, wobei für C und G die nach (37) und (36) ermittelten Werthe zu setzen sind. Hat man auf diesem Versuchsweg den grössten und kleinsten Werth c_1^2 und c_2^2 von c^2 bestimmt, so ergibt sich der Gleichförmigkeitsgrad

$$i = \frac{C}{c_1 - c_2},$$

und ist dieser beträchtlich kleiner als der dafür gewählte Werth, so nehme man G grösser an.

Beispiel. Es seien das Gewicht der Gestänge nebst Mannschaft u. s. w. $\mathfrak{G} = 45000$ Kil., die Hubhöhe der Gestänge $h = 3^{\mathrm{m}}$, die Zahl Doppelhube pr. Min. nach S. 393 $n = 4{\cdot}7$, die Stärke der Kraftmaschine $N = 42$ Pferdekr., die Zahl Umgänge der Schwungradwelle $n_1 = 28{\cdot}2$. Man erhält aus (37)

$$C = 2{\cdot}952\ R,$$

und aus (36), wenn man $i = 15$ setzt, $G\,.\,8{\cdot}71\ R^2 = 622600$,

$$G = \frac{71480}{R^2}.$$

Nimmt man $R = 3^{\mathrm{m}}$, so wird

$$G = 7940 \text{ Kil.}$$

und, das Gewicht von 1 Cub. M. Gusseisen gleich 7700 Kil. gesetzt, das Volum des Schwungringes gleich 1·031 Cub. M., daher dessen Querschnitt

$$\frac{1{\cdot}031}{2\,.\,3\,\pi} = 0{\cdot}0547 \text{ Quadr. M.};$$

setzt man die Höhe des Querschnittes gleich 32 Cent., so wird seine Breite 17 Cent.

Die Umfangsgeschwindigkeit des Schwungringes ist

$$C = 2{\cdot}952\,.\,3 = 8{\cdot}86^{\mathrm{m}}.$$

Behufs der Controle, ob der Gleichförmigkeitsgrad $i = 15$ wirklich erreicht werde, erhält man aus (38) durch Einsetzung der erhaltenen Werthe

$$c^2 = \frac{197210\left(\frac{2\omega}{\pi} + \cos\omega - 1\right) + 623400}{7940 + 312 \sin\omega^2}.$$

Schon dieser Ausdruck zeigt, dass die Vernachlässigung des zweiten Gliedes im Nenner nicht von grossem Einfluss sein könne. Man erhält nun

für $\omega = 39 \quad 35 \quad 30 \quad 25^0$

$c^2 = 82{\cdot}4 \quad 82{\cdot}6 \quad 82{\cdot}7 \quad 82{\cdot}5$

man kann also den Maximalwerth $c_1^2 = 82{\cdot}8$, $c_1 = 9{\cdot}10$ setzen; ferner wird

für $\omega = 140 \quad 135 \quad 130 \quad 125 \quad 120^0$

$c^2 = 72{\cdot}1 \quad 72{\cdot}0 \quad 71{\cdot}9 \quad 72{\cdot}0 \quad 72{\cdot}2$

daher der Minimalwerth $c_2^2 = 71{\cdot}8$, $c_2 = 8{\cdot}47$ zu setzen ist, und der Gleichförmigkeitsgrad

$$i = \frac{8{\cdot}86}{9{\cdot}10 - 8{\cdot}47} = 14$$

wird, also nur wenig von dem angenommenen Werth 15 verschieden.

Auch sieht man, dass der Voraussetzung gemäss $C = 8{\cdot}86$ nur sehr wenig von $\frac{c_1 + c_2}{2} = 8{\cdot}78$ verschieden ist.

Bei Wasserradfahrkünsten ist zu berücksichtigen, dass die Masse des Rades selbst als Schwungmasse mitwirkt. Ergibt sich dessen ungeachtet noch ein sehr grosses Gewicht für das Schwungrad, so kann letzteres auf eine durch Umsetzung bewegte schneller laufende Welle gelegt und dadurch C vergrössert, mithin G vermindert werden.

Für die S. 417 unter 7) erwähnte Anordnung, bei der die Gestänge durch direktwirkende Cylinder zu bewegen und durch eine Schubstange mit der Welle eines Schwungrades zu kuppeln wären, sind, wenn die Maschine ohne Expansion arbeitet, produzirte und consumirte Arbeit in jedem Augenblick gleich, daher einfach der Gewinn L_1 des Schwungringes an lebendiger Kraft dem Verlust oder negativen Gewinn $- L_2$ des Gestänges gleich wird, und wegen $n = n_1$ aus (32) und (33)

$$G\,(c^2 - c_0^2) = - \mathfrak{G}\,\frac{h^2}{4\,R^2}\,c^2 \sin\omega^2$$

$$c^2 - c_0^2 = - \frac{\mathfrak{G}}{G}\,\frac{h^2}{4\,R^2}\,c^2 \sin\omega^2 = - A\,c^2 \sin\omega^2$$

$$c^2 = \frac{c_0^2}{1 + A \sin\omega^2}$$

sich ergibt, wenn man der Kürze wegen

$$A = \frac{\mathfrak{G}}{G}\,\frac{h^2}{4\,R^2}$$

setzt. Es wird mithin c am grössten für $\omega = 0$, am kleinsten für $\omega = 90^0$, daher

$$c_1^2 = c_0^2, \; c_2^2 = \frac{c_0^2}{1 + A}$$

$$c_1^2 - c_2^2 = \frac{2C^2}{i} = \frac{A}{1 + A} c_0^2;$$

da c_0 nahe gleich C ist, folgt

$$\frac{2}{i} = \frac{A}{1 + A}, \; 2 + 2A = Ai$$

$$A = \frac{2}{i - 2},$$

und wegen des obigen Werthes von A

$$\frac{\mathfrak{G}}{G} \frac{h^2}{4 R^2} = \frac{2}{i - 2}$$

$$(39) \quad \ldots\ldots \quad G R^2 = \left(\frac{i}{2} - 1\right) \frac{h^2}{4} \mathfrak{G}.$$

Daraus zeigt sich, dass das Schwungradgewicht sehr gross ausfällt. Für $i = 15$ und $h = 3^m$ z. B. wird

$$G R^2 = 14{\cdot}6 \, \mathfrak{G},$$

und nimmt man auch R sehr gross, gleich 4^m, so ergibt sich G noch immer nahe dem ganzen Gewicht $\mathfrak{G}$ der geradlinig bewegten Massen gleich.

Die entwickelten Formeln gelten auch für Fahrkünste mit einem Gestänge, wenn nur aus- oder eingefahren wird und das Gestänge so weit ausgeglichen ist, dass der Widerstand beim Auf- und Niedergang gleich wird; zu $\mathfrak{G}$ ist dabei auch das Gegengewicht zu rechnen. Für gleichzeitiges Ein- und Ausfahren dagegen ergibt sich ein grösseres Schwungrad. Nach S. 412 ist nämlich der Widerstand bei blossem Ausfahren constant gleich $0{\cdot}5 \, M\gamma$, wobei die Maschine mit N Pferdekräften arbeitet. Bei gleichzeitigem Aus- und Einfahren dagegen ist dieser Widerstand beim Aufgang $+ 0{\cdot}5 \, M\gamma$, beim Niedergang $- 0{\cdot}5 \, M\gamma$, die von der Maschine produzirte reine Leistung gleich Null. Beim Aufgang wird also durch das Gewicht der fahrenden Mannschaft die Leistung N, beim Niedergang $- N$ consumirt (d. h. im letzten Falle $+ N$ produzirt). Es wird mithin in der früheren Entwicklung $e_1 = 0$, für den Aufgang bleibt e_2 sowie L_1 und L_2 ungeändert, daher folgt aus (34), wenn man sogleich das zweite Glied des Nenners vernachlässigt,

$$c^2 = \frac{2250 \, g \, \frac{N}{n} (-1 + \cos \omega) + G c_0^2}{G}$$

(40) $c^2 = c_0^2 - 2250 \frac{g}{G} \frac{N}{n} (1 - \cos\omega)$.

Für den Niedergang nimmt die Anfangsgeschwindigkeit c_0 einen Werth c_n an, der sich aus (40) für $\omega = 180^0$

$$c_n^2 = c_0^2 - 4500 \frac{g}{G} \frac{N}{n}$$

ergibt; ferner ändert sich das Vorzeichen des zweiten Gliedes in (40), daher

(41) $c^2 = c_0^2 - 2250 \frac{g}{G} \frac{N}{n} (1 + \cos\omega)$

wird. Beim Aufgang wird nach (40) c am grössten für $\omega = 0$, am kleinsten für $\omega = 180^0$, beim Niedergang nach (41) umgekehrt; man hat mithin

$$c_1^2 = c_0^2$$

$$c_2^2 = c_0^2 - 4500 \frac{g}{G} \frac{N}{n},$$

$$c_1^2 - c_2^2 = 4500 \frac{g}{G} \frac{N}{n} = \frac{2C^2}{i}$$

(42) $G\,C^2 = 22070\, i \frac{N}{n}$,

mithin grösser als nach (36).

Kraftmaschine.

Die Kraftmaschine muss mit einer Bremse versehen sein, welche namentlich dann zur Thätigkeit kommt, wenn blos Mannschaft einfährt. Die Bremse ist auf den letzteren Fall, und zwar bei Maschinen mit Rotationsbewegung Fig. 741 für die ungünstigste Stellung zu berechnen, wo die Gestänge sich in der Mitte des Hubes befinden, die Kurbel *o k* vertikal steht und daher der im Kurbelkreis hervorzurufende tangentiale Widerstand gleich ist dem Gewicht der einfahrenden Mannschaft, multiplizirt mit $\frac{l}{l_1}$. Die Berechnung selbst lässt sich wie bei Förderdampfmaschinen ausführen. Die Bremse wird entweder am Schwungrad angebracht, wobei der geringste Druck am Bremshebel nothwendig ist, oder an einer auf der Welle der Gestängkurbel festgekeilten Bremsscheibe, in welchem Falle die Hemmung auch bei einem Bruch der Transmissionsräder ausführbar ist und wegen der geringeren Umfangsgeschwindigkeit die Bremse nicht so leicht warm läuft; endlich auch an der Schwungradwelle selbst, indem diese zwischen zwei Balken eingeklemmt und dadurch

gehemmt wird. Mitunter sind zwei Bremsen, eine für den gewöhnlichen Gebrauch, die andere zum Anhalten bei Unfällen in Verwendung.

Die Fahrkünste mit direktwirkender Maschine sind meistens mit Wasserbremsen versehen, deren Einrichtung unten beschrieben wird.

Die rotirenden Maschinen erhalten gewöhnlich einen Regulator und nebst der selbstthätigen eine Handsteuerung, um im Nothfalle die Maschine zurückdrehen zu können.

Die nun folgende Beschreibung einiger ausgeführter Fahrkunstmaschinen soll den Inhalt der vorigen Kapitel ergänzen.

Aeltere Fahrkunstmaschine des Mariaschachtes bei Pribram. Die Anordnung dieser Maschine*), welche fast ganz mit der des Heinrich-Wilhelmschachtes zu Seraing**) übereinstimmt, zeigen Fig. 702 in der Vorder- und 703 in der Seitenansicht; Fig. 705 ist der Grundriss und Fig. 704 der Horizontalschnitt nach *A B*. Darin sind $g\, g_1$ die unmittelbar mit den Kolbenstangen der einfachwirkenden Dampfcylinder $c\, c_1$ verbundenen Gestänge, deren Gewicht in früher beschriebener Art durch eine Kette ausgeglichen ist, welche sich an die verlängerten Kolbenstangen der Dampfcylinder anschliesst, über die drei Scheiben $s\, s_1\, s_2$ läuft und an s_2 bei o befestigt ist, um das Schleifen der Kette zu vermeiden; der halbe Umfang der Scheibe ist der Hubhöhe gleich. Das Fundament besteht aus 4 gusseisernen verrippten Platten, welche zum Theil auf dem Schachtgemäuer ruhen, und sechs Säulen a, welche einen Holzrahmen tragen, auf dem die Grundplatte p Fig. 704 der Dampfcylinder ruht. Die Lager der oberen Kettenscheiben befinden sich auf einem in die anstossende Mauer eingreifenden, durch Fig. 705 im Grundriss dargestellten Balkenrost, der von den in eisernen Schuhen aufgestellten Stempeln t gestützt wird. Die Lager der unteren Kettenscheibe s_2 sind an einem Riegel zwischen den Stempeln t und an einer Gusseisenplatte befestigt, welche einerseits mit dem genannten Riegel, anderseits mit Angüssen der Dampfcylinder verbunden ist. Wegen des starken aufwärts gerichteten Druckes gegen die Scheibe s_2 war man später genöthigt, die Fussplatte des vorderen Lagers dieser Scheibe durch Balken b Fig. 702 (in Fig. 703 punktirt angedeutet) gegen das obere

*) Vom Verfasser beschrieben in den „Erfahrungen" 1856, S. 11; spätere Abänderungen s. Jahrg. 1859, S. 6.

**) Ponson's Steinkohlenbergbau, deutsch von Hartmann, S. 779.

Kettenscheibengerüst abzuspreizen, und die Deckelschrauben durch das Lager und den stützenden Riegel fortzusetzen. Die Cylinder sind oben geschlossen, jedoch durch einen Kanal in Verbindung, damit der Druck auf die Oberflächen der Kolben stets gleich sei.

Auf der Platte *p* steht der Maschinenwärter und befinden sich die Haupttheile der Steuerung. Diese ist ziemlich complizirt und besteht aus einem Dampfschieber, der zu Ende jedes einfachen Hubes selbstthätig umgesteuert wird und stets gleichzeitig frischen Dampf in einen der Cylinder einströmen und den verbrauchten vom anderen Cylinder austreten lässt. Vor dem Eintritt in den Schieberkasten gelangt der Dampf in ein Gehäuse, worin sich zwei Ventile befinden; während des Hubes ist eines davon offen und wird gegen Ende des Hubes geschlossen, so dass der Dampf durch kurze Zeit mit Expansion wirkt. Nach beendetem Hub tritt eine Pause ein, dann wird das zweite Ventil geöffnet, der folgende Hub beginnt, gegen Ende desselben wird das Ventil wieder geschlossen und das erste geöffnet u. s. w. Die Oeffnung der Ventile erfolgt durch zwei im Raum zwischen den Säulen *a* aufgestellte Katarakte; es ist übrigens klar, dass bei entsprechend modifizirtem Steuerungsmechanismus auch ein Ventil zur Erzielung der Pausen genügen würde. Die Verschiebung des Schiebers, die Schliessung der Ventile und das Aufziehen der Katarakte bewirkt die Steuerstange *d*, welche am oberen Ende gezahnt ist, durch das an der Welle der unteren Kettenscheibe feste Getriebe *e* abwechselnd auf- und niederbewegt wird und überdies die Kaltwasserpumpe betreibt.

Als Hemmapparate dienen eine im Dampfabströmungsrohr angebrachte Drosselklappe, eine Bandbremse an der unteren Kettenscheibe, welche durch die Stange *f* Fig. 703, einen zweiarmigen Hebel und das Handrad *h* angezogen wird, endlich eine Wasserbremse. Diese besteht aus zwei mit Wasser gefüllten Cylindern *i*, in welchen sich Kolben befinden, deren Stangen mit der des Dampfcylinders c_1 durch eine Traverse *k* verbunden sind. Die Wassercylinder *i* communiziren oben und unten mit einem vertikalen Rohr, in welchem der Hahn *l* eingeschaltet ist, der je nach seiner Stellung der Bewegung des Wassers mehr oder weniger Widerstand entgegensetzt und dadurch die Geschwindigkeit der Dampfkolben zu reguliren gestattet.

Die Gestänge wurden auf 460^m Tiefe eingebaut. Ueber die mit der Hauptausgleichung vorgenommenen Abänderungen s. S. 411.

Fahrkunst von Hanrez. Bedeutend einfacher als die vorige

ist die Fahrkunst von Hanrez*), welche Fig. 720 in der Vorder-, 722 zum Theil in der Seitenansicht und 723 im Grundriss zeigen. $D\ D_1$ sind die Dampfcylinder, an deren Kolbenstangen sich behufs der Ausgleichung (vergl. S. 410) Zahnstangen *n* anschliessen. Zur Verbindung mit den aus je 3 Flachschienen bestehenden Gestängen (S. 407) dienen dreiarmige Gussstücke *a* Fig. 720, an welchen Rundstangen hängen, die nach Fig. 726 und 727 unten gegabelt und mit den obersten Gestängschienen verbunden sind. Die Grundplatte der Cylinder ruht auf hölzernen Riegeln, die durch Balken *b* gestützt sind; letztere stehen auf Einstrichen *c*, welche, wie Fig. 721 im Grundriss zeigt, nebstdem die Lager des Ausgleichungsrades *z* und der Führungsrollen $r\ r_1$ tragen. Die oberen Cylinderräume communiziren unter einander und mit dem Dampfabströmungsrohr.

Die Steuerung erfolgt mittelst zweier Wilson'scher Hähne *h* Fig. 723 und 722, zu welchen der Dampf aus dem seitwärts liegenden Einströmungrohr *d* tritt; *e* ist das Ausströmungsrohr. Den Querschnitt eines der Hähne zeigt Fig. 730; darin sind *l* der zum Inneren des Cylinders *D*, *e* der zum Abströmungsrohr führende Kanal und *d* das Eintrittsrohr. Der Hahn enthält zwei Hohlräume *i*, welche durch zwei Kanäle *k* in Verbindung stehen und an beiden Enden durch Böden abgeschlossen sind. Das eigentliche Hahngehäuse ist sowie der Raum *f* an beiden Enden offen, doch von einem zweiten geschlossenen Gehäuse umgeben, in welches das Rohr *d* mündet. Der frische Dampf tritt also nach *f* und von dort nach *l*. Wird der Hahn in der Richtung des Pfeiles gedreht, so kommt *l* durch *i* mit *e* in Verbindung, daher der Dampf abströmt. Da bei jeder Stellung der Raum *f* mit frischem, *i* mit abströmendem Dampf gefüllt ist, so ist auch der Druck auf den Hahn stets ausgeglichen, und damit diese Ausgleichung eine vollständige sei, sind an der Innenwand des Hahngehäuses zwei Vertiefungen angebracht, deren Fläche ebenso gross ist wie die der gegenüberstehenden Kanalmündungen *l* und *e*.

Der Hahn wird von der Maschine selbstthätig nur so weit gedreht, dass beide Kanäle geschlossen sind; die Vollendung der Umsteuerung erfolgt durch den Wärter. Nach Fig. 722 sind nämlich an den Hähnen Hebel befestigt, welche von der Welle *o* bewegt werden, die durch eine Zugstange einerseits mit dem Handhebel *q*, anderseits mit der Welle *p* in Verbindung steht. An der letzteren

*) Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1860/1, 6. Bd. S. 83; Revue universelle, 6. Bd. S. 224.

befinden sich zwei Hebel $l\,l_1$, an der mit dem einen Gestänge verbundenen Steuerstange *s* zwei Knaggen $i\,i_1$, die eine vorne, die andere an der Rückseite; beim Aufgang von *s* wird l_1 durch i_1, beim Niedergang *l* durch *i* bewegt, daher die Welle *p* abwechselnd entgegengesetzt gedreht; mittelst des Hebels *q* beendet der Wärter jedesmal die Umsteuerung. Bei einer anderen Maschine dieser Art können die Hähne nach Belieben wie früher, oder ganz selbstthätig umgesteuert werden.

Auch diese Maschine ist mit einer Wasserbremse versehen, bestehend aus dem Cylinder *t*, der mittelst angegossener Platten an den Stempeln *b* festgeschraubt ist und mit einem Rohr communizirt, in welchem sich ein Hahn *u* befindet. Der Cylinder, dessen Rückansicht Fig. 725 zeigt, enthält einen Kolben, der von der Welle des Ausgleichungsrades *z* Fig. 720 mittelst Kurbel bewegt wird. Die Bremse dient indessen nur als Sicherheitsapparat zum raschen Anhalten, da der Gang sich mittelst der Wilson'schen Hähne genügend reguliren lässt.

Fahrkunst der Grube Gewalt. Zu der S. 416 gegebenen Beschreibung der Hauptausgleichung soll noch nachgetragen werden, dass der Betrieb durch eine liegende Dampfmaschine *d* Fig. 735 erfolgt, welche mittelst Getriebe das grosse Zahnrad *z* bewegt; in einem der Arme des letzteren ist die Warze eingesetzt, an welche sich die Schubstange *s* anschliesst. Die Axen der Kunstwinkel sind auf zwei dreifachen Tragbalken *b* gelagert, welche auf Sandsteinplatten ruhen und mit dem Mauerpfeiler *m* verankert sind; die Kunstwinkel bewegen sich in dem Raum zwischen den Tragbalken *b* und in Einschnitten des Pfeilers *m* und der Wand *n*. Die Holzsäulen *a* dienen den Trägern *b* zur Stütze; *c* sind Eisenplatten, welche die Verbindung von *b* mit den sich daran schliessenden Balken *d* verstärken.

Die neuen Pribramer Fahrkünste.*) Die Einrichtungen der neuen Mariaschachter- und der Annaschachter Fahrkunst stimmen in der Hauptsache überein und die nachstehende Beschreibung bezieht sich auf die erstere. Die Anordnung der Maschine zeigen Fig. 739 im Auf- und 740 im Grundriss. Die Umsetzung ist eine

*) Der Verfasser verdankt die folgenden Mittheilungen der besonderen Güte des Herrn Ministerialrathes Ritter v. Rittinger. Ein detaillirter Aufsatz über den Gegenstand wird vom Herrn Oberkunstmeister Novák zu Pribram im Jahrgang 1870 der „Erfahrungen" erscheinen. Ueber die Gestänge siehe S. 406.

10fache und wird durch 2 Paar Getriebräder, deren Halbmesser sich wie 3 : 10 und 1 : 3 verhalten, hergestellt; die Schwungradwelle verrichtet im Mittel 45, daher die Gestängkurbel *k* 4·5 Umgänge. Das vordere Lager der Schwungradwelle *a* Fig. 740 ist auf einen in Fig. 739 ersichtlichen Ständer und dieser mit den tieferen Lagern der Wellen *b c* auf eine gemeinschaftliche Fundamentplatte gestellt. Die Maschine arbeitet mit Expansion und ist mit der Meyer'schen Steuerung versehen. Eine am Schwungrad angebrachte Bandbremse kann nach Belieben von Hand oder mittelst eines kleinen Dampfcylinders angezogen werden. Das Schwungrad hat 4·74^m Durchmesser und 5600 Kil. Gewicht, und da $N = 85$ Pferdekr., $n = 4·5$ ist, ergibt sich aus (36) der Gleichförmigkeitsgrad i nur gleich 8; doch soll derselbe genügen.

Die Gestänge sind auf die bedeutende Tiefe von 760^m eingebaut; jedes derselben wiegt sammt Belastung bei 39000 Kil., und es ist noch eine Verlängerung um 95^m zulässig.

Die Gestängkurbel ist 1·58^m lang, der vertikale Kunstwinkel-Arm 3·95 und der horizontale 4·74^m, daher der Gestängehub 3·78^m beträgt.

Die wichtigsten Transmissionstheile: Wellen, Kurbeln, Stangen u. s. w. bestehen aus Bessemerstahl. Die Schubstange *d* ist wegen ihrer grossen Länge (10 Meter) als Blechröhre mit 0·58^m Durchmesser in der Mitte der ganzen Länge und 9 Millim. Wandstärke ausgeführt; das Detail derselben zeigen der Auf- und Grundriss, zum Theil Schnitt Fig. 751 und 752, und der Querschnitt nach *C D* Fig. 753. An den Kopf für den Kurbelzapfen *a* schliesst sich, um der Kurbel freie Bewegung zu gestatten, eine längere Stange *b*; *d* ist der Ansatz für den Zapfen *c* am Kunstwinkel. An beiden Enden der Blechröhre sind Muffe *e f* eingesetzt, durch 3 Reihen von Nieten befestigt und durch Schrauben aus Stahl mit Flantschen an den Stangen *b* und *d* verbunden.

Einen der Kunstwinkel zeigen Fig. 748 in der Ansicht, zum Theil Längenschnitt; Fig. 750 im Querschnitt nach *E F*; Fig. 749 ist die Oberansicht des horizontalen Kunstwinkelarmes. Die Arme sind Blechröhren von 9 Millim. Wandstärke mit quadratischem, von der Axe gegen die Zapfen abnehmendem Querschnitt und mit Winkeleisen an den inneren Ecken. Zapfen und Axe sind in Gusseisenstücken eingesetzt und an diese die Blechwände der Arme festgenietet. An den oberen Zapfen *c* schliesst sich bei dem einen Kunstwinkel die früher beschriebene Schubstange, auf *g g* sind zwei horizontale Kuppelstangen aufgesteckt, welche als linsenförmige Balken

aus Holz construirt, durch Spannstangen auch gegen seitliche Biegung gesichert und an den Enden mit Schubstangenköpfen versehen sind. Am untern Zapfen *h* hängt die Lenkstange. Die Naben der Zapfen *c h* sind durch Ringe *i* verstärkt und beiderseits die Schienen *k* angeschoben. Die Nabe für die Axe *l* des Kunstwinkels ist zweitheilig; dieser kann daher stückweise transportirt und aufgestellt werden. Die Nabenhälften sind durch warm aufgezogene Ringe *m* Fig. 750 verbunden. In der Nähe der Axe befinden sich in den Armen Mannlöcher.

Die zur Verbindung mit den Gestängen dienenden Lenkstangen sind 4·74^{m} lang und von rechteckigem Querschnitt mit 10·6 und 9·2 Cent. Seite. An deren Kupplung mit dem Gestänge ist eine Führung angebracht, die nach Fig. 739 aus Gleitstücken besteht, welche sich zwischen 6 vertikalen Balken bewegen; letztere sind an den horizontalen Schwellen *n* befestigt. Das Detail dieser Führung und der Befestigung des Gestänges zeigen Fig. 745 bis 747; darin sind *o* die Lenkstange, *p* ein Zwischenstück, an welchem der gusseiserne zweitheilige Führungsbacken *q* befestigt ist, und *r* Einlagscheiben, zwischen denen die Gestängschienen *s* eingehängt sind. Die Backen *q* gleiten an den mit Eisen beschlagenen Führungsbalken *t*. Da die Kunstwinkel wegen freier Bewegung der sich begegnenden horizontalen Arme nicht so nahe zusammen gelegt werden konnten, als die Entfernung der Gestänge erfordert, so schleifen die Gleitbacken *q* an einer Seite mehr als an der anderen und sind daher die Vorsprünge *u* Fig. 747 stärker gehalten als *v*.

Die Fahrkunst am Annaschacht zeigt folgende Unterschiede gegen die vorige. Die Gestänge sind auf 680^{m} Tiefe eingebaut und können noch um 95^{m} verlängert werden. Sie dienen nicht blos zur Fahrung, sondern werden in den Zwischenzeiten auch zur Wasserhebung benützt, sind daher das eine an 3, das andere an 4 Stellen gegabelt, um die Mönchkolben der 7 Pumpen aufzunehmen. Wenn blos Mannschaft einfährt, werden einige der Mönchkolben angehängt, daher die vom Gewicht der Einfahrenden produzirte Arbeit zur Wasserhebung verwendet. Es ist dafür gesorgt, dass beim Wasserheben die Gestänge nirgends auf Druck in Anspruch genommen sind. An den Stellen, wo die Pumpen sich befinden, muss die Mannschaft abtreten und die Fahrten benützen, was allerdings den Gebrauch unbequemer macht.

Die Maschine arbeitet, da Wasser in genügender Menge zu Gebote steht, mit Condensation; der Cylinder der Luftpumpe liegt in der Verlängerung des Dampfcylinders und die Kolben beider be-

sitzen eine gemeinschaftliche Stange; der Gang ist selbst bei 2^m Kolbengeschwindigkeit ein befriedigender.

Das Schwungrad hat bei gleichem Durchmesser das doppelte Gewicht gegen früher; die Anordnung der Maschine ist eine etwas andere, indem alle 3 Wellen in verschiedenen Ebenen liegen. Der Hub der Gestänge ist $3·16^m$, die Gestängkurbel ist $1·58^m$, der vertikale Arm des mit der Schubstange verbundenen Kunstwinkels $3·8^m$ und der horizontale ebenso lang.

Die Kunstwinkel bestehen nach Fig. 754 aus je zwei Dreiecken *a* und einer ringsum laufenden, an der Axe 79 und bei den Zapfen 52·5 Cent. breiten Wand *d* aus Blech von 9^{mm} Stärke; sie sind innen durch Winkeleisen an den Ecken, durch eine concentrisch zu *b* herumlaufende Blechwand und durch ein doppeltes Winkeleisen, welches in der Mittelebene des Kunstwinkels an *b* befestigt ist, verstärkt. Für Zapfen und Axe sind gusseiserne Naben eingesetzt, der Zapfen für die Schubstange *d* von dem für die Kuppelstange *z* dienenden gesondert. Diese Kunstwinkel sind jedoch gewichtiger, schwerer einzubauen und ziehen auch eine weniger zweckmässige Construktion der sonstigen Theile nach sich, indem die Schubstange *d* am Ende gegabelt, die Lenkstangen *o* doppelt sind und deren Verbindungsstück mit dem Gestänge complizirter ausfällt.

Literatur.

Die Werke von Ponson und Combes enthalten Beschreibungen einiger Fahrkünste, Burat's Material des Steinkohlenbergbaues eine Zeichnung der Fahrkunst von Hanrez und in der Uebersetzung von Hartmann eine ausführliche Zusammenstellung über Einrichtung, Kosten und Vortheile der Fahrkünste.

Ueber die seit 1833 beim Oberharzer Bergbau angewendeten Fahrmaschinen v. Dörell, Karsten's Archiv 1837, 10. Bd. S. 199. Fahrkunst v. Warocquè, Annales des mines 1845, 4. Reihe, 7. Bd. S. 333. Eine längere Arbeit über Fahrkünste von Delvaux de Fenffe, übersetzt von Hartmann in dessen B. u. h. Zeitung 1845, 4, Bd. S. 961. Die Fahrung der Bergleute in den Schächten v. Dieck, Karsten's Archiv 1853, 25. Bd. S. 468. Genaue Beschreibung der Fahrkunst und zugehörigen Dampfmaschine am Conradschacht der Grube Gewalt v. Lottner, Preuss. Zeitschrift 1854, 1. Bd. S. 120; zum Theil danach bearbeitet von Delvaux de Fenffe in der Revue universelle, 1859, 5. Bd. S. 240. Die ältere Pribramer Fahrkunst von J. v. Hauer, Oest. Zeitschrift für B. u. H. 1855, S. 257; deren vollständige Beschreibung von

Demselben, Erfahrungen 1856, S. 11, danach übersetzt in der Revue universelle 1859, 5. Bd. S. 430; Abänderungen daran v. Hutzelmann, Erfahrungen 1859, S. 6. Fahrkunst der Grube Zollverein (ohne Zeichnung), Hartmann's B. u. h. Zeitung 1857, 16. Bd. Nr. 20. Ausführlicher Aufsatz über Fahrkünste von Delvaux de Fenffe, Revue universelle 1859, 5. Bd. S. 193. Die Fahrkünste in Cornwall v. Moissenet, Ann. des mines 1859, 5. Reihe, 15. Bd. S. 1. Fahrkunst v. Hanrez, Revue universelle 1860, 6. Bd. S. 224. Ueber Fahrkünste, besonders die Hanrez'sche v. Baure, Bull. de la soc. de l'ind. minérale 1860/1, 6. Bd. S. 83. Ueber die Priorität der Erfindung der Fahrkünste, Revue universelle 1860, 6. Bd. S. 266 u. 377, dann B. u. h. Zeitung 1861, S. 365. Neuere Fortschritte bei Fahrkünsten, Revue universelle 1861, 9. Bd. S. 408. Fahrkunst der Grube Oberhausen (ohne Zeichnung) v. Cossmann, Berggeist 1861, S. 217, dann Preuss. Zeitschrift 1861, 9. Bd. S. 190. Ueber Fahrkünste von De Vaux, Revue universelle, 10. Bd. S. 1. Vidal schlägt vor, die Fahrkünste durch einen von der Förder- oder Wasserhebmaschine gespeisten Accumulator zu betreiben, Ann. des mines 1861, 5. Reihe, 20. Bd. S. 300. Fahrkunst zu Sars-Longchamps, Revue universelle 1863, 14. Bd. S. 55. Bemerkungen über Fahrkünste und Beschreibung der zu Angleur erbauten v. Habets, Revue universelle 1864, 15. Bd. S. 97. Ausführlicher mit statistischen Nachweisungen ausgestatteter Aufsatz über die Vor- und Nachtheile der Fahrung mit Fahrten, am Seil und mit der Fahrkunst v. Ditges, Berggeist 1869, Nr. 17.

Anhang.

Der Vollständigkeit wegen sind noch einige Förderapparate zu erwähnen, welche sich von den in den vorigen Abschnitten behandelten wesentlich unterscheiden, bisher aber entweder nur Projekte geblieben sind oder keine weitere Verbreitung gefunden haben. Das Gemeinsame derselben ist, dass die bewegende Kraft der Maschine statt durch Seile in anderer Weise auf die Fördergefässe übertragen wird. Es gehören dazu die nach dem Prinzip der Fahrkünste construirten Fördermaschinen, die pneumatische und die Förderung mit Schraubenstangen.

Fördermaschinen mit dem Prinzip der Fahrkünste. Die Anwendung dieses Prinzipes zur Schachtförderung entsprang dem Bedürfniss, in Schächten von geringem Querschnitt, welche die Aufstellung abgesonderter Apparate zur Wasserhebung, Förderung und Fahrung mittelst Maschinen nicht gestatten, eine für alle drei Zwecke gemeinschaftlich dienende Einrichtung zu besitzen und nebstdem den Nachtheilen des Gebrauches der Seile zu entgehen.

Eine solche Maschine wurde von Méhu entworfen und im Schachte Davy zu Anzin, eine andere auf den Gruben zu Ronchamp ausgeführt; da sich jedoch wegen der vielen beweglichen Bestandtheile häufige Störungen ereigneten, kamen beide wieder ausser Betrieb*) und wurden seither keine neuen mehr aufgestellt. Der Vortheil der geringeren Wärme- und Dampfverluste, welcher aus dem ununterbrochenen Gang resultirt, dürfte durch die im Vergleich zu Fördermaschinen grösseren Nebenhindernisse wieder aufgehoben werden.

Der Méhu'sche Apparat**) besteht aus zwei doppelten, auf- und niedergehenden Gestängen *ab* Fig. 733, deren eines *a* die vollen Gefässe hebt, das andere *b* die leeren einlässt; ff_1 sind Führungshölzer, *cd* $c_1 d_1$ Stützen, von welchen die an der Führung *f* befindlichen cc_1 feste, die mit dem Gestänge *ab* verbundenen dd_1 bewegliche Stützen heissen sollen. Der Gang ist folgender. Ein volles Gefäss *g* ruhe auf den Stützen *c*; das Gestänge bewegt sich so weit abwärts, bis die beweglichen Stützen sich in *d* befinden. Beim folgenden Aufgang wird *g* durch *d* bis g_1, etwas über die nächst höheren festen Stützen gehoben und beim Niedergang auf diese abgesetzt. Der weitere Niedergang erfolgt leer, beim nächsten Aufgang wird das Gefäss weiter gehoben u. s. w. Der Gestängehub *H* ist also etwas grösser als der Abstand der festen Stützen; die beweglichen sind mit den letzteren in gleichen Entfernungen angebracht, und es können auf allen gleichzeitig, mithin eine grosse Zahl Fördergefässe auf einmal gehoben werden.

Fig. 732 zeigt im Grundriss die Abtheilung für die vollen Gefässe *g*. Darin sind *a* die Gestänge, *q* daran befestigte Querhölzer, welche die beweglichen Stützen *d* tragen, *i* Führungen für *q* und *f* solche für *g*, *c* die festen Stützen. Diese sind sowie die beweglichen um Axen drehbar; zu Ende des Gestäng-Aufganges werden die Stützen *c* vom Fördergefäss gehoben und fallen wieder ein, das Gefäss setzt sich beim folgenden Niedergang auf *c*; zu Ende des Niederganges streifen *dd* an der Wand von *g* und fallen desgleichen wieder auf ihre Unterlage, heben daher beim folgenden Aufgang das Gefäss.

Das leere Gefäss *h* Fig. 733 ruht auf den festen Stützen c_1, wird beim Aufgang des Gestänges *b* von den beweglichen Stützen

*) Annales des mines 1862, 6. Reihe, 2. Bd. S. 269; Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1867, 13. Bd. S. 245.

**) Annales des mines 1851, 4. Reihe, 20. Bd. S. 3; B. u. h. Zeitung 1850, Nr. 4.

d_1 bis in die punktirte Stellung gehoben, dann bis h_1 niedergelassen und dort auf die tieferen festen Stützen aufgesetzt; das Gestänge bewegt sich noch etwas weiter abwärts und dann leer aufwärts. Der Gestängehub ist wieder gleich *H*.

Die Gestänge, die Querhölzer an denselben und die Führungen sind für die leeren Gefässe *h* Fig. 732 wie für die vollen *g* angeordnet, die Stützen erfordern jedoch eine complicirtere Einrichtung. Ober den festen Stützen c_1 befinden sich lange Wellen *o* mit Gegengewichten *p*, welche die Stützen, wie die Ansicht Fig. 734 zeigt, ausgerückt erhalten; das Einrücken erfolgt beim Niedergang durch eine am Querholz *q* befestigte Schiene *r* Fig. 732 und 734, welche auf einen Hebel an der Welle *o* wirkt. Die beweglichen Stützen d_1 sind, wie der Querschnitt Fig. 731 zeigt, an dem vom Fördergefäss abgewendeten Ende mit Schlitzen versehen, in welche eine Rundstange greift, die an dem belasteten Hebel *t* befestigt ist; letzterer ist um *s* drehbar und an *s* die gekrümmte Schiene *u* befestigt; das Gewicht an *t* hält die Stützen ausgerückt, das Einrücken erfolgt beim Aufgang durch Anstreifen der Schiene *u* gegen Pfosten *v*, welche an der Schachtzimmerung befestigt sind.

Beim Niedergang des leeren Gefässes *h* Fig. 732 stösst nun *r* gegen den Hebel an der Welle *o*, die Stützen c_1 werden eingerückt, das Gefäss setzt sich auf und vollendet dadurch die Drehung der Welle *o*, so dass der Aufgang des Gestänges ohne Hinderniss erfolgt. Gegen Ende des Aufganges streift die Schiene *u* des nächst tieferen Querholzes *q* gegen *v* und rückt dadurch die beweglichen Stützen d_1 ein, welche das Gefäss noch etwas heben, so dass die festen Stützen c_1 durch *p* ausgerückt werden und der folgende Niedergang unbehindert stattfindet.

Damit die Schienen *u* beim Niedergang nicht an die nächst tieferen Pfosten *v* streifen, sind beide Bestandtheile abwechselnd nach der einen und der andern Seite aus dem Mittel gerückt; ebenso sind die Schienen *r* und die zugehörigen Hebel an den Wellen *o* abwechselnd nächst dem einen und dem anderen kurzen Stoss der Förderabtheilung angebracht, damit die Schienen *r* nicht auch beim Aufgang auf die Wellen *o* wirken.

Die Fördergefässe (Wägen) werden mittelst besonderer Vorrichtungen auf das Gestänge gebracht uud von demselben entfernt.

Behufs der Fahrung stellen sich je 4 Mann auf einen leeren Förderwagen. Die Wasserhebung erfolgt durch Pumpen am unteren Ende der Gestänge.

Die Entfernung der festen Stützen beträgt 14·124, der Hub der Gestänge 15·408^{m}, deren Geschwindigkeit 0·56^{m}. Die Gestänge der einen und der andern Abtheilung sind durch Vaucanson'sche Ketten verbunden, welche über zehneckige Scheiben laufen; diese befinden sich an einer gemeinschaftlichen horizontalen Welle, welche ihre Bewegung durch eine liegende Zwillingsmaschine mit 5facher Umsetzung erhält. Nach je 1 einfachen Gestängehub, dem 18 Doppelhube der Maschine entsprechen, erfolgt die Umsteuerung mittelst der S. 171 angegebenen Modifikation des Apparates mit Gegenlenker, bei welcher die Coulisse um einen Fixpunkt drehbar ist; da zwischen Exzenter- und Schieberstange ein gleicharmiger Hebel eingeschaltet ist, steht das Exzenter parallel statt diametral zur Kurbel. Die Umsteuerung geschieht selbstthätig, ist jedoch durch Katarakte verzögert, damit die Fördergefässe sanft angehoben und niedergesetzt werden. Die Maschine besitzt kein Schwungrad.

Warocquè's projektirte Förder-, Fahr- und Wasserhebmaschine*) zeigt Fig. 736 im Grundriss; an den einfachen, entgegengesetzt bewegten Gestängen *ab* sind Rahmen *r* und an deren Enden Tritte *t* für die Fahrenden befestigt; die Gestänge sind an den Stellen gegabelt, wo Pumpen aufzustellen kommen, und deren Mönchkolben daran gehängt, die vollen und leeren Fördergefässe *vl* bewegen sich wieder in abgesonderten Räumen, deren Querschnitte Fig. 738 und 737 zeigen. An den Rahmen *r* sind gegabelte Stützen, um Axen *o* drehbar, befestigt, die Axen *o* mit Gewichten versehen und deren Drehung durch Stangen *n* begrenzt. An den Fördergefässen sind oben beiderseits je zwei Zapfen befestigt, welche zur Aufhängung an den Gestängen dienen. Bei der in Fig. 738 angedeuteten Bewegung der letzteren stösst das volle Gefäss *v* die Stützen am niedergehenden Gestänge *a* zur Seite, hängt sich bei der folgenden umgekehrten Bewegung daran und wird weiter gehoben. Für die niedergehenden leeren Gefässe *l* Fig. 737 sind an den Wellen *o* noch Schienen *s* befestigt, welche beim Aufgang gegen feste Rollen *p* streifen; dadurch werden die Stützen am Gestänge *b* eingerückt, und fassen das Gefäss *l*; die Welle *o* am Gestänge *a* wird frei, das Gewicht rückt die Stützen aus und der Niedergang des nun an *b* hängenden Gefässes erfolgt ohne Anstand.

Der Mechanismus dieses Apparates ist bedeutend einfacher als der des Méhu'schen und zeigt auch den wichtigen Vortheil, dass die Arbeit auf die einfachen Gestänghube gleich vertheilt ist, wäh-

*) Rittinger, Mittheil. über die Pariser Ausstellung 1855, S. 53; Hartmann's B. u. h. Zeitung 1850, 9. Bd. S. 661.

rend im vorigen Falle die Gestänge abwechselnd beladen sind und leer gehen. Ueber eine Anwendung der Warocquè'schen Maschine ist indessen nichts bekannt geworden, und die vielen beweglichen Theile derselben werden ihrer Verbreitung ebenso hinderlich sein als der Méhu'schen.

Moissenet*) schlägt noch gössere Hubhöhe und die übrigens auch schon von Méhu in's Auge gefasste Bewegung der Gestänge durch Accumulatoren und Wassercylinder vor.

Guibal projektirt einen Apparat**) mit Etagen an den Gestängen, welche beim Hubwechsel ihre Neigung ändern, so dass die Wägen selbstthätig von einem Gestänge zum andern laufen.

Förderung mit Schraubenstangen. Demanet***) schlägt vor, im Schachte 2 Schraubenspindeln vertikal aufzustellen, welche durch Muttern am oberen und unteren Ende der Förderschale gehen und 10 Umdrehungen pr. Sekunde erhalten sollen. Dabei würde jedoch eine starke Reibung und bei grösserer Schachttiefe eine bedeutende Verwindung der Spindeln eintreten; die Ausführung solcher Schrauben mit Verbindungen, die den Schraubengang nicht unterbrechen, und mit ganz gleich fortlaufenden Gewinden wäre sehr schwierig. Der Vorschlag muss daher als unpraktisch bezeichnet werden.

Pneumatische Förderung. Diese Förderung unterscheidet sich von der im IV. Abschnitt unter dem Titel „Maschinen mit Lufttransmission" behandelten dadurch, dass die Arbeitsmaschine und die Seile wegfallen. Die Methode besteht darin, durch Verdichtung oder Verdünnung der Luft in einem Rohr einen in diesem befindlichen dicht schliessenden Kolben, mit welchem das Fördergefäss verbunden ist, in Bewegung zu setzen.

Für bergmännische Zwecke würde die pneumatische Förderung, da sie die Seile entbehrlich macht, den Vortheil gewähren, dass sie ohne Anstand auf die grössten Tiefen ausgedehnt werden könnte. Nebstdem würde bei saugender Wirkung die nachströmende, bei blasender die eingepumpte frische Luft zugleich als Ventilationsmittel dienen. Bei Anwendung gebohrter gusseiserner Röhren dürfte jedoch die Anlage zu kostspielig, bei zusammengenieteten Blechröhren die Herstellung einer Kolbenliederung, welche zu grosse Luftver-

*) Annales des mines 1862, 6. Reihe, 2. Bd. S. 269.

**) Beschrieben in Ponson's Steinkohlenbergbau.

***) Revue universelle 1858, 4. Bd. S. 545.

luste hindert, zu schwierig sein, um die Ausführung praktisch vortheilhaft zu machen.

Vorschläge zur Einrichtung der pneumatischen Förderung rühren von Alison & Shaw*), Edward**) u. s. w.; Evrard***) sieht in derselben das beachtenswertheste Mittel zur Hebung der Bergbauprodukte aus Tiefen, für welche Seile nicht mehr ausreichen.

*) Berggeist 1864, S. 356.

**) Polyt. Centralblatt 1866, S. 238, mit Zeichnung.

***) Bull. de la soc. de l'ind. minérale, 1867/8, 13. Bd. S. 245.

Berichtigungen.

Seite 19, Zeile 1 von oben, statt $\frac{d}{\mathfrak{A}}$ lies $\frac{dl}{\mathfrak{A}}$.
„ 19, „ 3 „ „ „ Seildurchschnitt lies Seilquerschnitt.
„ 54, „ 17 „ „ „ Beweung lies Bewegung.
„ 71, „ 5 „ „ „ kleiner lies grösser.
„ 85, „ 7 „ „ lies: mit Schiebern. Gegen Ende u. s. w.
„ 106, „ 21 „ „ statt *c d* lies *a b*.
„ 130, „ 18 „ „ „ 1 und 1 lies 1 und 2.
„ 149 ist beizusetzen, dass Formel (8) nur gilt, wenn $160 > N > 8$ ist.
„ 183 gehört die Aufschrift „Ausgleichung des Seilgewichtes" um 5 Zeilen höher.
„ 191 unterste und S. 192 oberste Zeile statt d lies d_1.
„ 237 Zeile 13 von unten statt 100 lies 400.
„ 240 „ 16 „ oben „ p „ q.
„ 268 „ 14 „ „ „ u „ n.
„ 289 „ 11 „ „ „ r „ n.
„ 355 „ 17 „ „ „ „tauchen und" lies „tauchen, die".
„ 378 „ 1 „ „ „ $W 450$ lies $W = 450$.

Druck von A. Th. Engelhardt in Leipzig.

Bayerische Staatsbibliothek München

BUCHBINDER

BSB Bayerische StaatsBibliothek

MDZ Münchener DigitalisierungsZentrum Digitale Bibliothek

Hauer, Julius <<von>>,

Die Fördermaschinen der Bergwerke mit einem Atlas von ... lithographirten Tafeln

Bd.: [1]

Leipzig 1871

BHS I B 82-1

urn:nbn:de:bvb:12-bsb10705608-1